

**SIEMENS**



Martin Kerschbaumer

# **Berechnungsmethode zur Auslegung stark gedämpfter Strukturen**

Diplomarbeit zur Erlangung des akademischen Grades  
Diplom-Ingenieur

**Technische Universität Graz**

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Studienrichtung Produktionstechnik

Institut für Leichtbau

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn.Christian Moser

Graz, im Juni 2012

Deutsche Fassung:  
Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008  
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

## **STATUTORY DECLARATION**

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, am .....

.....

(Martin Kerschbaumer)

## **Kurzfassung**

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Modellierung von stark gedämpften Strukturen. Ausgehend von schwingbruchgefährdeten Bauteilen ohne diskrete Belastung, wurden mögliche Lösungsansätze ermittelt, und aus diesen verschiedenen Varianten schließlich die Bauteildämpfung durch viskoelastisches Materialverhalten gewählt. Für stark gedämpfte Blechstrukturen wurden sowohl analytische als auch Finite Elemente Berechnungsmodelle entwickelt. Die unbekanntenen Werkstoffparameter zur Generierung dieser Rechenmodelle wurden anhand von Versuchen ermittelt, wobei hier die VDI Richtlinie 3830 als Grundlage diente. Die daraus resultierende Methodik bildet mit Hilfe von konventionellen FE Programmen das viskoelastische Materialverhalten von beschichteten Blechen ab.

## **Abstract**

This paper deals with modelling of heavy damped structures. Based on the problem of structural elements without discrete stresses and the risk of fracture by vibration, different solution statements were elaborated to extend the duration of life and finally the method of viscoelastic vibration damping was chosen as the best one. In order to adopt this method to an analytic method (RKU) and to the finite-element method as well, appropriate calculation models were developed. Due to the VDI directive 3830 the unknown parameters of the material aiming at the generation of the calculation model were experimented. Through this finally resulting methodology it is possible to calculate the viscoelastic material behaviour of laminated metal sheets by means of conventional FE programs.

## **Danksagung**

Die vorliegende Diplomarbeit entstand in Zusammenarbeit mit der Siemens AG Österreich Mobility Division in Graz Eggenberg.

Für die hervorragende Betreuung der Diplomarbeit am Institut für Leichtbau der Technischen Universität Graz möchte ich mich recht herzlich bei Herrn Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Christian Moser, sowie bei Herrn Dipl.-Ing Peter Brunnhofer bedanken.

Weiters möchte ich mich bei meinen Arbeitskollegen am Institut für Leichtbau für das angenehme- und sehr hilfreiche Arbeitsklima bedanken.

Einen ganz besonderen Dank möchte ich meiner Freundin Lisa aussprechen, die mir beim Verfassen dieser Arbeit besonders zur Seite gestanden ist und mich immer moralisch unterstützt hat.

Außerdem möchte ich meiner Familie, im Besonderen meinen Eltern, danken die mir mein Studium ermöglicht haben.

Martin Kerschbaumer

# Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung.....	1
1.1.	Geschichtliches und Entwicklungen.....	1
1.2.	Problematik.....	2
1.3.	Ziel der Arbeit .....	3
1.4.	Vorgehensweise .....	3
2.	Theoretische Grundlagen .....	6
2.1.	Begriff der Dämpfung.....	6
2.2.	Aktive und passive Dämpfung.....	7
2.3.	Einteilung der Dämpfungsphänomene.....	8
2.4.	Auswirkungen auf die Ermüdungsfestigkeit .....	10
2.5.	Viskoelastisches Materialverhalten .....	12
2.5.1.	Geeignete Materialien.....	16
2.5.2.	Rheologische Modelle .....	17
2.5.3.	Komplexer Elastizitätsmodul.....	18
2.5.4.	Temperatur- und Frequenzabhängigkeit.....	19
2.6.	Beschichtungsmöglichkeiten durch viskoelastischen Materialien .....	21
2.7.	Analytische mathematische Modelle der Viscoelastizität.....	23
2.7.1.	Free Layer Dämpfung.....	23
2.7.2.	Ross, Kerwin und Ungar Dämpfungsmodell .....	24
2.7.3.	Balken Theorie Analyse Modelle.....	27
2.7.4.	Abschnittsweise viskoelastische angewendete Methoden .....	27
2.8.	Umrechnung zwischen Dämpfungskennwerten .....	29
3.	Grundlagen der Finite Elemente Methode.....	30
3.1.	Berechnungsprozess .....	30
3.2.	Dynamische Modelle in der FEM .....	31
3.3.	Elemente .....	33
3.4.	Dämpfungsmodelle und deren Einfluss auf den Lösungsansatz .....	34

3.4.1.	Viskose- und Strukturdämpfung.....	34
3.4.2.	Anforderungen an die Materialdämpfung.....	36
3.4.3.	Anforderungen an die viskose Dämpfung.....	37
3.4.4.	Anforderungen an die Modale Dämpfung.....	37
3.4.5.	Anforderungen an die nichtlineare Dämpfung.....	38
3.5.	Aufbau und Ablauf einer Modalanalyse.....	39
3.5.1.	Eigenformen und Eigenfrequenzen.....	39
3.5.2.	Eigenwertproblem.....	40
3.6.	Response Analyse.....	41
3.7.	Möglichkeiten zur Berücksichtigung der Dämpfung in einer Response Analyse.....	42
3.7.1.	Eingabe in der Materialdefinition.....	42
3.7.2.	Eingabe im Laminat Modeller.....	44
3.7.3.	Eingabe als modale Dämpfung.....	45
3.7.4.	Eingabe durch Berechnung der Rayleigh Dämpfung.....	46
4.	Ermittlung geeigneter Berechnungsmodelle.....	47
4.1.	RKU Methode.....	47
4.1.	Finite Elemente Modelle.....	47
4.1.1.	2d Elemente Modell.....	48
4.1.2.	3d Elemente Modell.....	49
4.1.3.	2d/3d Hybrid Modell.....	50
4.1.4.	Modifiziertes 2d Elemente Modell.....	50
5.	Versuche und Versuchsaufbau.....	51
5.1.	Messaufbau und Probenvorbereitung.....	52
5.1.1.	Kragträger.....	52
5.1.2.	Eigenschaftsermittlung durch Vorgabe harmonischer Verformung.....	55
5.2.	Durchführung der Messungen.....	56
5.2.1.	Kragproben.....	56
5.2.1.	Eigenschaftsermittlung durch Vorgabe harmonischer Verformung.....	59
6.	Versuchsauswertung.....	61
6.1.	Signalverarbeitung.....	61

6.2.	Sichten der Daten.....	61
6.3.	Datenanalyse.....	62
6.3.1.	Ausschwingversuche.....	62
6.3.2.	Harmonisch verformte Proben.....	64
6.4.	Analytische Berechnungsmethoden.....	65
7.	Modellbildung und Simulation.....	67
7.1.	Aufbau einer Simulation in NX 7.5.....	67
7.2.	Erstellen des FE-Modells.....	68
7.3.	Erstellen der Modalanalyse.....	70
7.4.	Erzeugen der Response Analyse.....	72
7.5.	Verwendetes NX-Journal.....	75
7.5.1.	Ordnerstruktur.....	75
7.5.2.	Benennung der Dateien.....	76
7.5.3.	Das NX Journal.....	77
7.6.	Einfluss der Einspannstelle.....	79
7.7.	Ergebnisse aus der Simulation.....	81
7.7.1.	Eigenformen eines CL Modells.....	81
7.8.	Aufbau und Modellierung der verschiedenen FE-Modelle.....	84
7.8.1.	2d Elemente Modell.....	84
7.8.2.	2d/3d Hybrid-Modell.....	86
7.8.3.	Modifiziertes 2d Elemente Modell.....	88
8.	Ergebnisse und Vergleiche.....	91
8.1.	Ausschwingversuche.....	91
8.1.1.	Einfluss der Zusatzmassen.....	92
8.1.2.	Einfluss der Schichtdickenvariation.....	94
8.2.	Proben mit harmonischer Verformung.....	99
8.3.	Analytische Berechnung (RKU-Methode).....	100
8.4.	Numerische Berechnung.....	101
8.4.1.	Vergleich der verschiedenen FE -Modelle.....	103
8.5.	Vergleich der Ergebnisse des RKU- und des 3d-FE-Berechnungsmodells.....	105

9. Zusammenfassung .....	107
10. Ausblick .....	108
11. Literaturverzeichnis.....	109
12. Abbildungsverzeichnis .....	111
13. Tabellenverzeichnis .....	114
14. Abkürzungsverzeichnis .....	115
15. Anhang .....	116
15.1. Analytische Berechnung .....	116
15.2. Ermittlung äquivalenter Querschnittskennwerte .....	118



## 1. Einleitung

### 1.1. Geschichtliches und Entwicklungen

Die Eigenschaften der Dämpfung als wesentlicher Bestandteil der Auslegung und Konstruktion wird in vielen Fällen übersehen bzw. unterschätzt. Dieser Mangel führte in zahlreichen Berechnungen zu nicht unwesentlichen Fehlern und Unfällen. Zum Beispiel erkannten schon die Römer das Problem von mangelnder Dämpfung und instabilem Verhalten, so haben Offiziere ihren Truppen befohlen, beim Marsch über Brücken nicht im Takt zu marschieren um somit eine Resonanzkatastrophe zu vermeiden, welche einen Verlust zahlreicher Soldaten zur Folge haben hätte können [1].

Ansonsten ist das Wissen um Forschungen im Bereich der Dämpfung sehr spärlich. Bekannt ist, dass sich erstmals Forscher in den 1930ern mit dem Thema beschäftigten, dazu zählen Foppl, Zener und Davidenkoff, welche sich mit Dämpfung in Metallen beschäftigten. Leaderman hat sich als einer der ersten mit Dämpfung in Kunststoffen auseinandergesetzt [2].

In den 1940ern wurde durch den zweiten Weltkrieg die Forschung mit Sicherheit vorangetrieben, allerdings sind aus Mangel an Kommunikation bzw. Geheimhaltung nur wenige Publikationen bekannt. Zu diesen wenigen zählen Lazan, Leaderman, Dillon, Alfrey, Schmitt und Marlies, Asworth, Ferry und Zener. Bekannt ist, dass hier zum ersten Mal die Aufmerksamkeit auf die Eigenschaften von polymeren Materialien gelenkt wurde.

In den 1950ern wurden große Anstrengungen betrieben um das Verhalten von Polymeren sowie deren Anwendung zu beschreiben. Viele Forscher beteiligten sich an diesem Gebiet, allen voran steht die Arbeit von Ross und Kerwin 1959 welche eine frühe Darstellung einer Methode zur Beschreibung von schichtweise aufgetragenen Scher-Dämpfungsmechanismen ist. Ebenso hatte Myklestad die erste Arbeit zum komplexen Modul, als Beschreibungsform der mechanischen Eigenschaften, verfasst. Als treibende Kraft im Hintergrund kann die Flugzeugindustrie gesehen werden, welche die Vibrationen und die Lärmentwicklung in ihren Flugzeugen minimieren wollte.

Ab den 1960ern nahm die Anzahl an Forschungsprojekten rapide zu, als Meilenstein gilt die Publikation von Ferry's Buchklassiker *Viscoelastic Properties of Polymers* 1961, sowie die erste Edition von Harris und Creed's *Shock and Vibration Handbook* 1961. In den mittleren

## 1 Einleitung

60er Jahren begann die NASA die Forschung an dünnen, leichtgewichtigen Filmen welche zur Dämpfung in Raketengehäusen eingesetzt werden sollte.

Ab den 1970ern bis zur heutigen Zeit gab es viele Weiterentwicklungen der bekannten Technologien, aber vergleichsweise wenige Neuentwicklungen und das, obwohl die Anwendung dieses Wissens extrem zugenommen hat. Hierbei haben sich zwei wichtige Methoden in der Beschreibung des komplexen Moduls herauskristallisiert, einerseits ist das die Beschreibung für polymere viskoelastische Materialien mittels fraktionalen Zeitableitungen und andererseits die Entwicklung und Anwendung des reduzierten Frequenz Nomogramms welches zur grafischen Darstellung des komplexen Moduls als Funktion von Temperatur und Frequenz dient.

Die zurzeit am häufigsten angewendeten Dämpfungsmaterialien, sind viskoelastische Materialien, welche grundsätzlich Polymere sind. Sie bieten eine große Anzahl an Gestaltungsmöglichkeiten, die auch über unterschiedliche Dämpfungseigenschaften verfügen, wodurch sie sich für jeden Anwendungsfall speziell einstellen lassen [1].

### **1.2. Problematik**

Zur Entwicklung von neuen Konstruktionen bzw. Beurteilung der mechanischen und dynamischen Eigenschaften wird heutzutage meist die Finite Elemente Methode (FEM) verwendet. Während die Eigenfrequenzen und –moden mit Hilfe von kommerziellen FEM-Programmen in guter Näherung vorhergesagt werden können, sind zuverlässige Prognosen über das Dämpfungsverhalten noch nicht Stand der Technik. Die Bauteildämpfung kann lediglich aus den Erfahrungswerten ähnlicher Strukturen geschätzt werden, um in grober Näherung Aussagen über das Schwingungsverhalten treffen zu können. Stand der Technik ist daher die Ermittlung modaler Dämpfungen aus der experimentellen Modalanalyse, mit deren Ergebnissen das Rechenmodell kalibriert wird.

Zusätzlich sind nur für wenige Werkstoffe genaue Daten über dessen Dämpfungsverhalten bekannt, wobei solche Werte auch vom Aufbau bzw. der Struktur eines Bauteiles abhängen können.

In vielerlei Hinsicht ist auch die Dauerfestigkeit bzw. Langzeitbeständigkeit ein Thema. Denkt man z.B. an Schienenfahrzeuge, so werden diese für einen Betrieb von ca. 25 bis 30 Jahre ausgelegt. Eine Kenntnis von Werkstoffkennwerten über einen so langen Zeitraum ist vor allem für Kunststoffe sehr schwer voraus zu sagen, bei Metallen ist die Situation hier wesentlich besser. Außerdem ist davon auszugehen, dass sich die Materialeigenschaften

## 1 Einleitung

ändern, so z.B. versprödet der Einfluss von UV-Licht viele Kunststoffe. Solche Einwirkungen erschweren eine genaue Vorhersage bzw. Berechnung.

Es kann also momentan nur über einen kurzen Zeitraum eine sinnvolle Aussage über das Dämpfungsverhalten von Polymeren gegenüber dem von Metallen gemacht werden.

Obwohl man eine Vorhersage von dynamischem Verhalten eher nur durch Versuche und Messungen treffen kann, wird in vielen Bereichen mit dämpfenden Materialien gearbeitet, vor allem um unangenehme akustische Störquellen zu mindern bzw. zu unterdrücken. Als diskrete Dämpfer (z.B. Stoßdämpfer im Auto) sind solche mechanischen Systeme aber ohnehin schon „State of the Art“.

### **1.3. Ziel der Arbeit**

Ziel der Arbeit ist es eine Berechnungsmethode zu finden, um stark gedämpfte Strukturen auslegen zu können.

Die bei der Recherche gefundenen Ansätze sollen mit Versuchen und Messungen verifiziert werden.

Daraus soll eine Modellierungsvorschrift für solche Problemstellungen in der Finiten Elemente Methode erstellt werden.

### **1.4. Vorgehensweise**

Wie in Abb. 1.1 ersichtlich dreht sich die Diplomarbeit im Wesentlichen um die versuchstechnische Ermittlung von Materialkennwerten. Die praktischen Anwendungen sind dabei nur am Rande betrachtet, sollen aber durchaus mit den hier verwendeten Methoden verglichen bzw. analysiert werden.

In Kapitel 5 wird noch genauer auf die Prüfstände und die Messungen eingegangen. Die Ergebnisse aus diesen Versuchen werden danach ausgewertet und mit numerischen und analytischen Rechenergebnissen verglichen. Ziel der Arbeit ist es, für einen Werkstoff die Dämpfungseigenschaften soweit zu klären, dass man sie in eine bestehende Berechnungsmethodik für dynamisch beanspruchte Bauteile inkludieren kann.

## 1 Einleitung

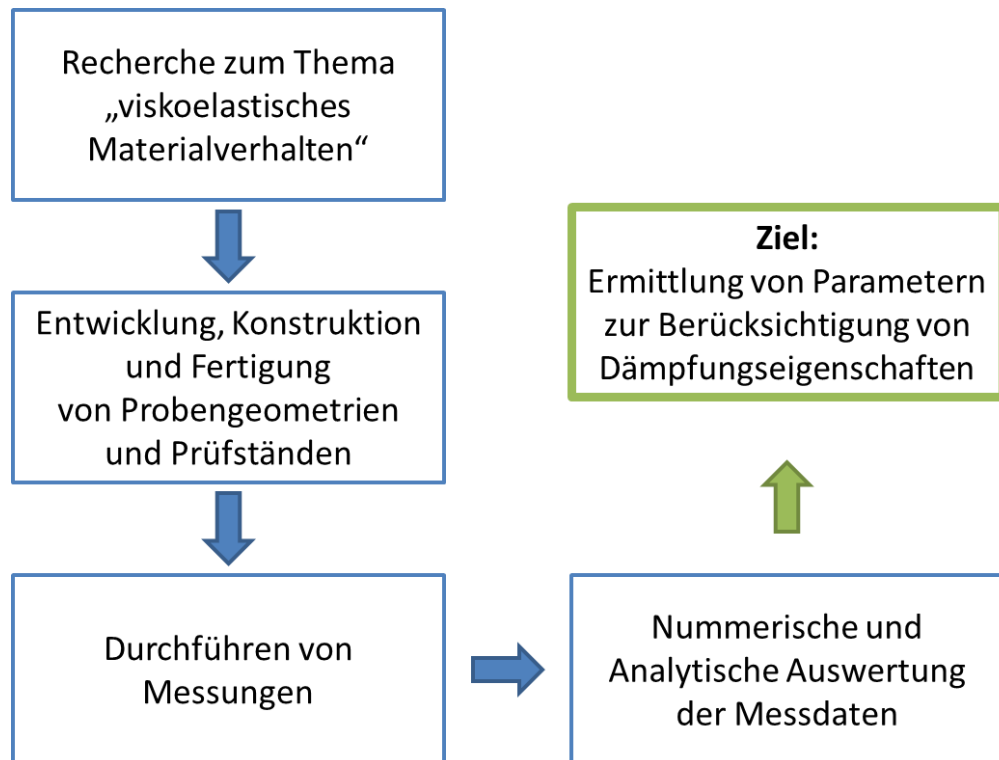


Abb. 1.1: Arbeitsumfang der Diplomarbeit

Die prinzipielle Vorgehensweise zur Ermittlung von Dämpfungskennwerten ist in Abb. 1.2 dargestellt, hier werden auch die zur Signalverarbeitung, Auswertung und Berechnung verwendeten Programme aufgelistet. Die aus den Versuchen gewonnenen Messdaten wurden dann jeweils parallel analytisch und numerisch ausgewertet und analysiert. Die Ergebnisse der beiden verschiedenen Lösungsansätze wurden im Anschluss daran verglichen. Der größte Nachteil der analytischen Berechnungsverfahren ist, dass diese meist nur für eine bestimmte geometrische Zusammensetzung als Verfahren herangezogen werden können. Das Verfahren nach Ross, Kerwin und Unger (RKU) kann demnach nur für ebene Platten mit einem dreischichtigen Aufbau angewendet werden.

## 1 Einleitung

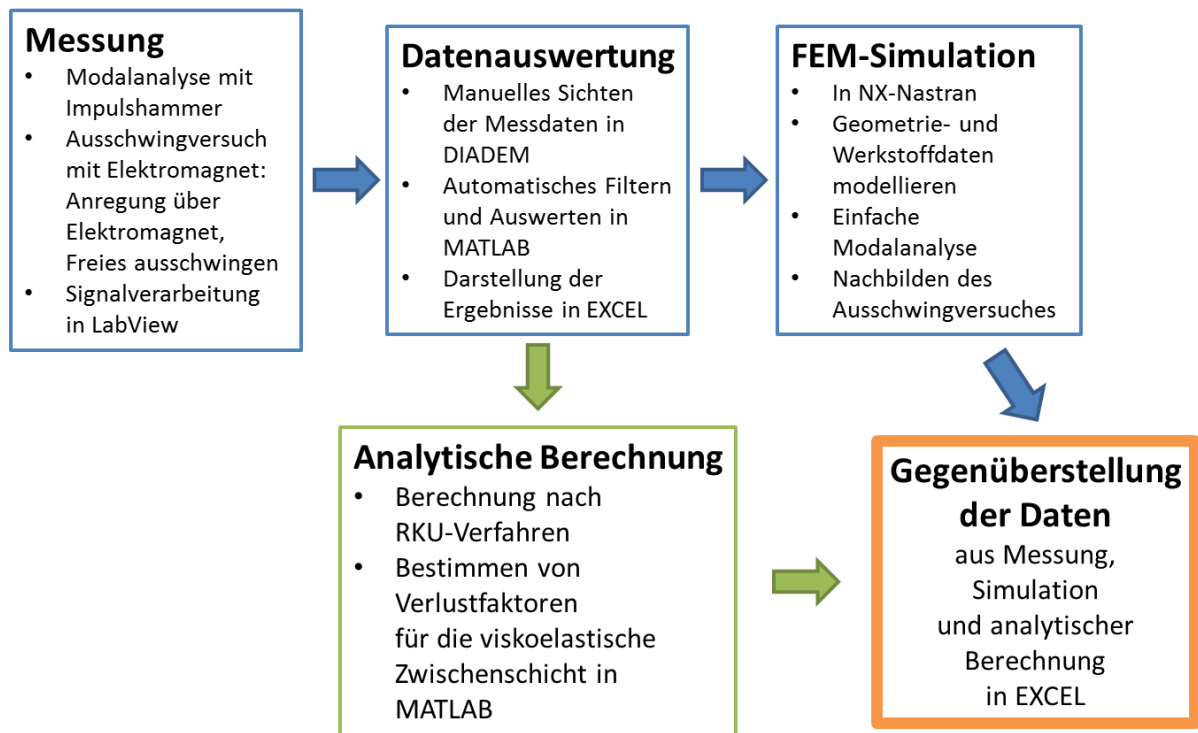


Abb. 1.2: Prinzipielle Vorgehensweise zur Ermittlung von Dämpfungskennwerten

## 2. Theoretische Grundlagen

Folgende Inhalte sind aus [3] entnommen:

Alle dynamischen Vorgänge in mechanischen Systemen werden mehr oder weniger stark gedämpft. Daraus folgt die große Bedeutung der Dämpfung in den Bereichen der Technik und in der angewandten Physik, die sich mit Dynamik und Schwingungen auseinandersetzen.

Wichtige Anwendungen in den oben genannten Bereichen sind:

- Transiente Schwingungen (Ein- und Ausschwingvorgänge, stoßerregte Schwingungen, Nachhallvorgänge)
- Resonanzschwingungen (die sich bei stochastischer Erregung nie vermeiden lassen)
- Wellenausbreitung
- Probleme der dynamischen Stabilität

In Sonderfällen lässt sich aus kontinuumsmechanisch fundierten, allgemein gültigen Materialgesetzen für inelastische Werkstoffe unter Berücksichtigung von Randeffekten (z.B. Fügstellen) das dynamische Verhalten gedämpfter Strukturen berechnen. Dieser Weg ist im Allgemeinen zu aufwändig oder nicht gangbar. In den meisten Fällen werden daher der Aufgabenstellung angepasste phänomenologische Ersatzmodelle oder mathematische Beschreibungen verwendet, die nur für einen speziellen Spannungszustand und/oder einen speziellen Zeitverlauf gelten. Eine bevorzugte Sonderstellung nehmen harmonische (sinusförmige) Zeitverläufe ein. In diesem Sonderfall lassen sich elastische und dämpfende Eigenschaften durch komplexe Größen beschreiben. Diese hängen von einer Reihe von Parametern ab: Werkstoffdaten, Verformungsgeschwindigkeit, Frequenz, Temperatur, Anzahl der Lastzyklen usw. Bei nichtlinearem Verhalten kommt im Allgemeinen noch eine Abhängigkeit der Amplitude hinzu.

### 2.1. Begriff der Dämpfung

Als Dämpfung in mechanischen Systemen wird die bei zeitabhängigen Vorgängen stattfindende irreversible Umwandlung mechanischer Energie in andere Energieformen bezeichnet. Dämpfung ist hauptsächlich mit der Umwandlung mechanischer Energie in thermische Energie verbunden. Dämpfung kann auch durch Energieabgabe an ein umgebendes Medium hervorgerufen werden. Auch elektromagnetische und piezoelektrische

## 2 Theoretische Grundlagen

Energiewandlung können zu Dämpfung führen, wenn die umgewandelte Energie anschließend dem mechanischen System nicht wieder zugeführt wird.

### 2.2. Aktive und passive Dämpfung

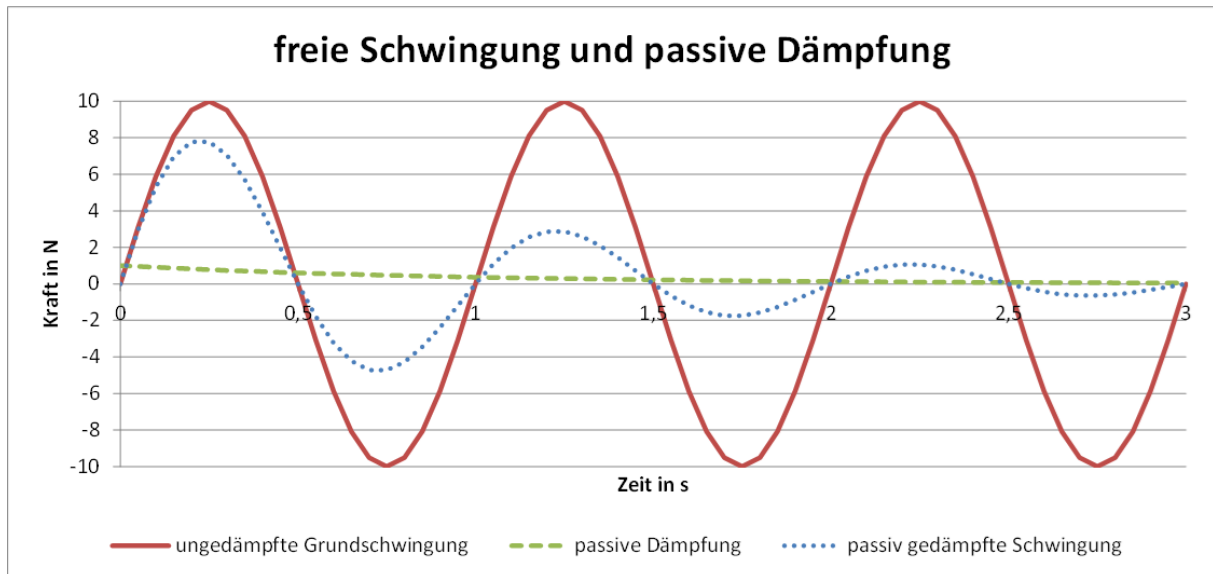
Grundsätzlich kann zwischen aktiver und passiver Dämpfung unterschieden werden.

Bei der aktiven Dämpfung wird zusätzlich von außen Energie in das System zugeführt wobei aber ein Dämpfungselement aktiv entgegen der Schwingung wirkt und somit die Schwingungsamplituden minimiert. D.h. es wird eine gegenläufige Schwingung dem System überlagert, damit kann aktiv auf jede Erregung optimal reagiert werden.



Abb. 2.1: fremd erregte Schwingung mit aktiver Dämpfung

Bei der passiven Dämpfung wird keine zusätzliche Energie zugeführt, sondern die vorhandene Schwingungsenergie wird in einem Dämpfungselement absorbiert, bzw. in eine andere Energieform (meist thermische Energie) umgewandelt. Der dämpfende Effekt ist in diesem Fall nicht beliebig veränderbar sondern hält sich an andere Randbedingungen (Frequenz, Temperatur, Amplitude, usw.).



**Abb. 2.2: freie Schwingung mit passiver Dämpfung**

Als Mischform von aktiver und passiver Dämpfung könnte als Beispiel der piezoelektrische Effekt betrachtet werden. Dieser ist in erster Linie zwar aktiv, da aber nicht immer Energie von außen zugeführt werden muss, kann er auch durch geeignete Regelung als passives Element betrieben werden. Durch die auf Grund von Verformung hervorgerufene elektrische Spannung, kann das Piezoelement in umgekehrter Weise wieder mit einer Kraft nach außen wirken und dadurch als quasi aktive Dämpfung wirken.

### 2.3. Einteilung der Dämpfungsphänomene

Die physikalischen Ursachen für Dämpfung sind vielseitig. Neben Reibung, Wellenausbreitungs- oder Strömungsvorgängen kann auch die Phasenumwandlung in Materialien oder die Energieumwandlung infolge piezoelektrischer, magnetostriktiver oder elektromechanischer Vorgänge auftreten.

Die bei Dämpfung wirkenden Kräfte sind nichtkonservativ. Sie können als innere und äußere Kräfte auftreten. Falls beim Freischneiden der Dämpfungskraft actio und reactio innerhalb der Systemgrenze wirken, handelt es sich um innere Dämpfung. Wenn die Reaktionskraft außerhalb der Systemgrenze wirkt, handelt es sich um äußere Dämpfung.



## 2 Theoretische Grundlagen

### Arten innerer Dämpfung

- Werkstoffdämpfung infolge nichtelastischen Werkstoffverhaltens
- Reibung zwischen Bauteilen
- Umwandlung mechanischer Schwingungsenergie in elektrische Energie durch den piezoelektrischen Effekt und Dissipation infolge dielektrischer Verluste

### Arten äußerer Dämpfung

- Reibung mit dem umgebenden Medium
- Schallabstrahlung in die Luft
- Körperschallabstrahlung in den Boden

### Dämpfungsarten in mechanischen Systemen

- Werkstoffdämpfung  
Diese Dämpfung kann auf die durch Verformung und/oder Verschiebung bewirkte Energiedissipation im Werkstoff zurückgeführt werden. Zu diesen wesentlichen physikalischen Ursachen gehören:
  - Bei festen Werkstoffen
    - Verformungsinduzierte Wärmeströme
    - Gleitvorgänge
    - Mikroplastische Verformungen
    - Diffusionsvorgänge
  - Bei Fluiden
    - Strömungsverluste infolge von Zähigkeit
- Kontaktflächendämpfung
  - Reibung durch Relativbewegung in der Kontaktfläche
  - Pumpverluste des eingeschlossenen Mediums durch Relativbewegung senkrecht zur Kontaktfläche
- Strukturdämpfung
  - Dämpfung in Führungen
  - Elektromechanische Dämpfung, diese kann durch piezoelektrische, magnetostriktiver oder elektromagnetische Effekte hervorgerufen werden.
  - Energieabgabe an das umgebende Medium
    - Luftdämpfung
    - Flüssigkeitsdämpfung
    - Bettungsdämpfung

## 2 Theoretische Grundlagen

In der Diplomarbeit hat sich aus Gründen der Übersichtlichkeit eine weitere Bezeichnungsweise für unterschiedliche Dämpfungssysteme als nützlich herausgestellt:

- **Baugruppendämpfung:**  
Hierbei spricht man, wenn die Dämpfung auf ein ganzes System, welches aus mehreren Bauteilen zusammengesetzt ist, angewendet wird. Das Dämpfungsverhalten einzelner Komponenten ist irrelevant, es zählt nur das Ergebnis des Gesamtsystems.
- **Bauteildämpfung:**  
Damit ist die Dämpfung auf eine Komponente, welche in einem größeren System angeordnet ist, bezogen. Der detaillierte Dämpfungsmechanismus ist wiederum nicht erheblich, die Eigenschaften des gesamten Systems ist aber von den einzelnen Bauteilen abhängig.
- **Materialdämpfung:**  
Hier wird ein Dämpfungsverhalten einem Material direkt zugewiesen. Dies bedeutet jedoch auch dass die Verformung dieses Werkstoffes bei Belastung, abhängig vom Dämpfungsmechanismus, eine entscheidende Rolle für das Verhalten des gesamten Systems spielt.

### **2.4. Auswirkungen auf die Ermüdungsfestigkeit**

Die Vorteile von Dämpfung auf die Ermüdungsfestigkeit bzw. Schwingfestigkeit sollen in diesem Abschnitt kenntlich gemacht werden. Versuchs- oder rechentechnisch wurde das Thema in dieser Diplomarbeit allerdings nicht behandelt. Die theoretischen Grundlagen sind aus [4] und [5] entnommen.

Unter dem Begriff Ermüdung versteht man den Prozess der Rissbildung und des Rissfortschritts mit anschließendem Bruch in einem Bauteil infolge wiederholter Spannungsänderungen (Spannungsschwingbreiten).

Unter häufigen Lastwechseln (zyklischer Belastung) tritt der Bruch des Bauteils bei kleinerer Beanspruchung auf, als unter einmaliger "statischer" Belastung. Erste Arbeiten zu diesen Gesetzmäßigkeiten wurden von A. Wöhler (1860) an Achsen von Eisenbahnwaggons durchgeführt. Die wesentlichen Einflussgrößen sind:

- die innere und äußere Kerbwirkung des Konstruktionsdetails
- Spannungsniveau (Mittelspannung)

## 2 Theoretische Grundlagen

- die Schwingbreite der Beanspruchung und deren Charakter (schwellend, wechselnd)
- die Lastwechselzahl  $N$
- die zeitliche Abfolge der betrieblichen Beanspruchung

Mit dem Wert der Ermüdungsfestigkeit wird somit ein ganzer Festigkeitskomplex beschrieben. Der Fall konstanter ("einstufiger") Schwingbeanspruchung (konstante Schwingungsamplituden) wird herkömmlich als "Wöhlerfestigkeit, Dauerfestigkeit oder Dauerschwingfestigkeit" bezeichnet, jener regelloser Betriebslastfolgen als "Betriebsfestigkeit" (siehe Abb. 2.3).

### **Begriffserklärungen:**

#### **Dauerfestigkeit:**

Wird ein Probestab einer hohen Schwingbelastung, z.B. Biegewechselbelastung unterworfen, so tritt nach einer bestimmten Schwingspielzahl  $N$  der Bruch ein. Wird dieser Versuch mit weiteren Probestäben gleicher Art mit immer kleinerer Belastung wiederholt, wird bis zum Einsetzen des Bruches eine immer höhere Schwingspielzahl erreicht. Bei genügend kleiner Belastung tritt schließlich nach Erreichen einer Grenzschaingspielzahl  $N_{gr}$  (bei Stahl etwa  $10^7$  Schwingspiele), auch bei Fortsetzung dieser Belastung, kein Bruch mehr ein. Die aus dieser Belastung resultierende Spannung wird als Dauerfestigkeit des Werkstoffes bezeichnet.

#### **Zeitfestigkeit:**

Die Grenzspannungen bei annähernd gleichen, periodisch auftretenden Schwingspielen werden mit Zeitfestigkeit bezeichnet, da sie nur für eine bestimmte Zeit, der zugehörigen Schwingspielzahl entsprechend, keinen Ermüdungsbruch hervorrufen. Abhängig von der geforderten Lebensdauer (Schwingspielzahl) können dabei die Beanspruchungsamplituden entsprechend mehr oder weniger stark oberhalb der Dauerfestigkeit liegen.

#### **Betriebsfestigkeit:**

Da im praktischen Einsatz die Belastung der Bauteile selten mit gleichbleibender Intensität auftritt, sondern vielmehr die Belastungsfrequenz und auch die Spannungsamplituden stark schwanken können, ist mit den allgemeinen Belastungsangaben eine genaue Berechnung der zu erwartenden Lebensdauer nicht möglich. Hierzu wären exakte Vorhersagen der tatsächlichen Betriebsbedingungen erforderlich. Diese sind durch entsprechende Lastkollektive gekennzeichnet sind und können entweder durch Simulation oder mit Hilfe von Erfahrungswerten nur annähernd geschätzt bzw. an bereits ausgeführten Bauteilen unter Betriebsbedingungen ermittelt werden.

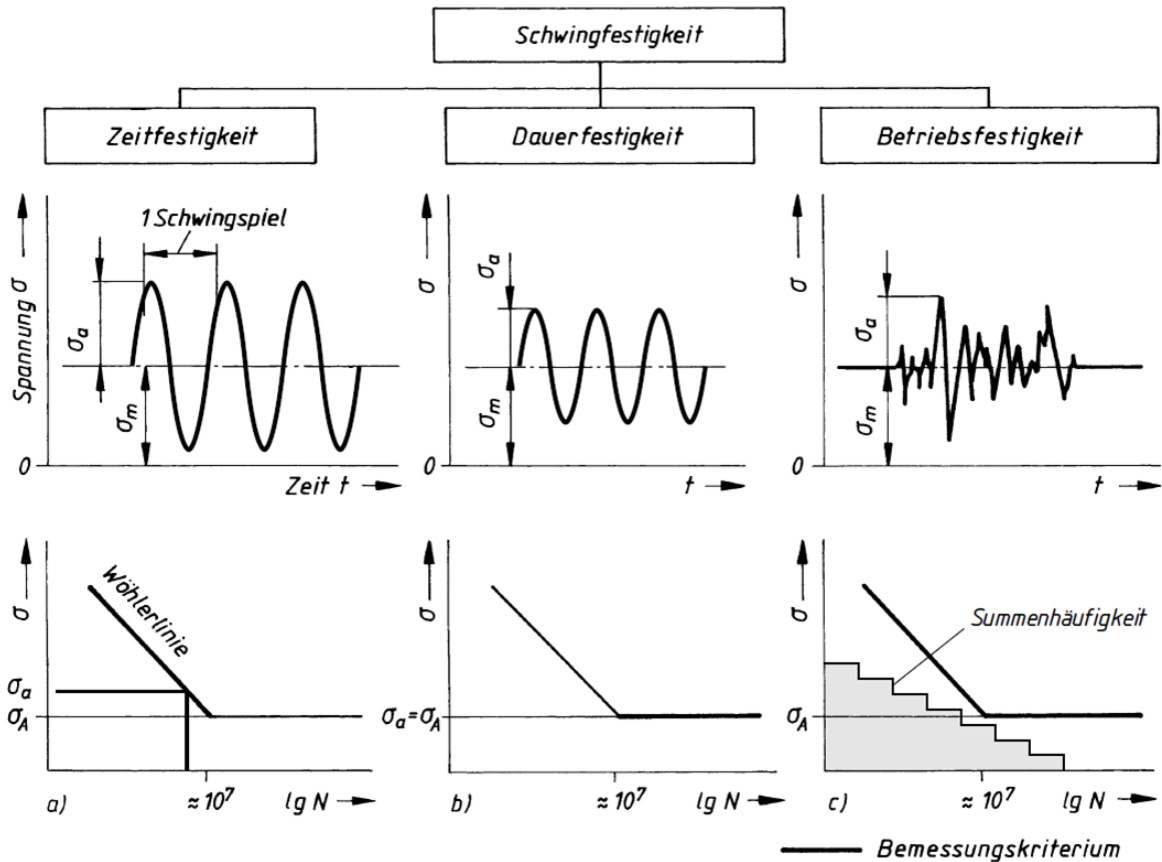


Abb. 2.3: Arten der Schwingfestigkeit [5]

Wie aus den voran gegangenen Erklärungen und Abb. 2.3 ersichtlich, kann man anhand der Dämpfung vor allem die Spannungsamplituden auf ein geringeres Maß senken. Münzt man nun diese Erkenntnisse auf das abgebildete Betriebsfestigkeitsschaubild um, so wird ersichtlich, dass zwar bei kontinuierlicher Anregung die Summenhäufigkeit einer gedämpften Probe, im Gegensatz zu einer ungedämpften Probe, nicht geringer wird, dafür jedoch die Spannungsamplituden reduziert werden. Somit werden mehr Lastwechsel möglich und das Bauteil hält länger, im Idealfall ist es sogar Dauerfest.

## 2.5. Viskoelastisches Materialverhalten

Experimentelle Ergebnisse zeigen, dass alle festen Werkstoffe in ihrem Verhalten vom Modell des ideal elastischen Körpers abweichen. Solche Werkstoffe heißen daher inelastisch. Bei Metallen ist dieser Effekt allerdings so gering, dass dieser zu

## 2 Theoretische Grundlagen

vernachlässigen ist. Im Fall von polymeren Werkstoffen kann dieses Verhalten allerdings nicht immer vernachlässigt werden. Durch zwei verschiedene Standardversuche kann ein solches Materialverhalten charakterisiert werden. Einerseits durch einen Kriechversuch, bei dem ein Spannungssprung aufgebracht wird und die Dehnung zeitversetzt nachhilt. Andererseits durch einen Relaxationsversuch, bei dem ein Dehnungssprung aufgebracht wird und die Spannung mit der Zeit abnimmt. Diese Relaxation oder Erholung entsteht durch atomare, molekulare, kristalline und interkristalline Umordnung.

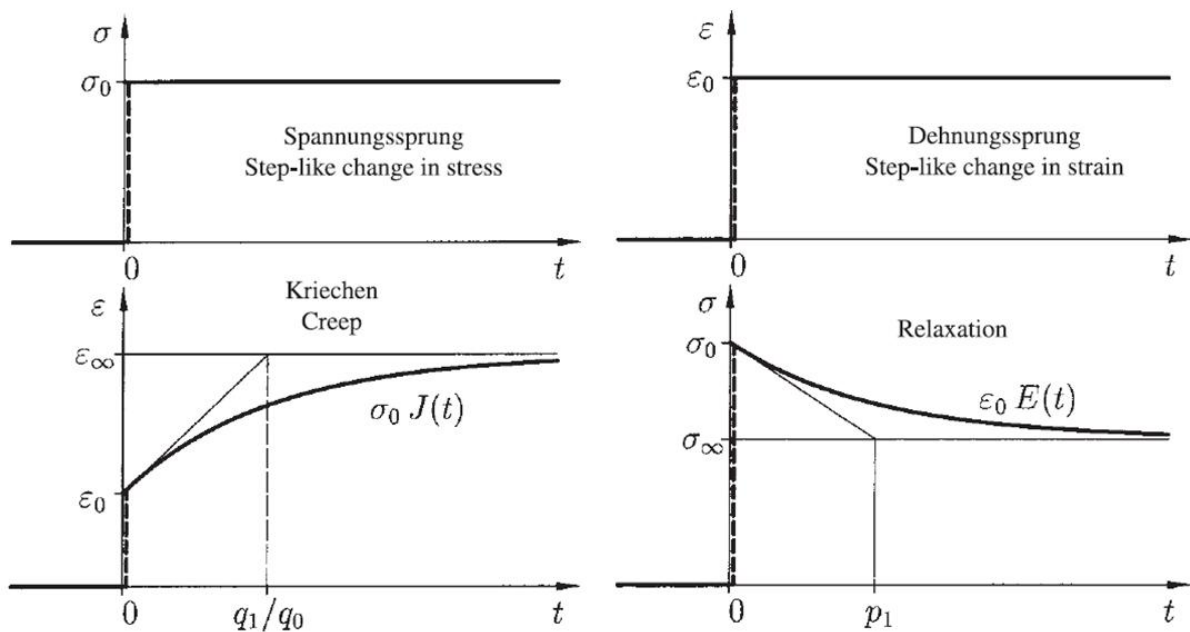
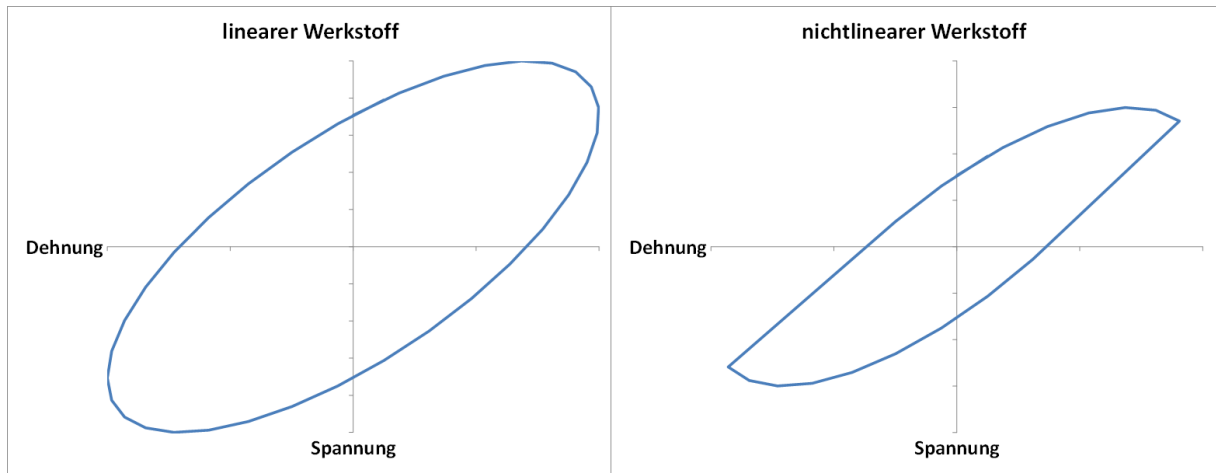


Abb. 2.4: Spannungs- und Dehnungssprung [3]

Von besonderem Interesse ist dieses Verhalten bei einer harmonisch (z.B. Sinus) aufgebrachten Beanspruchung, denn hier äußert sich das inelastische Verhalten durch Verlust an mechanisch nutzbarer Energie. Dieser Effekt wird auch Dämpfung genannt. Die Darstellung des Zusammenhangs zwischen Spannung und Dehnung ergibt eine elliptische Hysterese für lineares Werkstoffverhalten und eine lanzettförmige Hysterese für nichtlineares Werkstoffverhalten, welche in Abb. 2.5 dargestellt sind. Zu einem nichtlinearen Verhalten kommt es, wenn die Verzerrungen zu groß werden. Der Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung lässt sich dann nicht mehr mit ausreichender Genauigkeit durch lineare Gleichungen beschreiben. Es gibt für dieses Problem zwar auch mathematische Modelle, allerdings werden diese in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet.

## 2 Theoretische Grundlagen



**Abb. 2.5: Spannungs- Dehnungskurven bei zyklischer Beanspruchung und Verzerrung**

Der für die Dämpfung verantwortliche Verlust an mechanischer Energie pro Volumen (Dämpfungsarbeit pro Volumen) während eines Zyklus der Periodendauer  $T_P$  bei ansonsten beliebigem Zeitverlauf entspricht dann der eingeschlossenen Fläche der Hysterese in Abb. 2.5 und beträgt somit:

$$W_D = \oint \sigma * d\varepsilon = \int_0^{T_P} \sigma(t) * \dot{\varepsilon}(t) * dt \quad \text{Glg. 2-1}$$

Eine auf diesen Zusammenhang bezogene Dämpfungskenngröße ist dann der Werkstoffverlustfaktor:

$$\chi = \frac{W_D}{2 * \pi * U_{ref}} \quad \text{Glg. 2-2}$$

Dabei definiert sich  $U_{ref}$  als eine Referenzenergie, die durch eine Fläche in der Hysterese zwischen Nullpunkt und der Maximaldehnung dargestellt wird.

$$U_{ref} = \frac{\sigma * \hat{\varepsilon}}{2} \quad \text{Glg. 2-3}$$

Die Anschaulichkeit der Kenngröße, Dämpfungsarbeit je Zyklus, wird allerdings mit Nachteilen erkaufte, da diese nur für harmonische Beanspruchungen oder Verzerrungen angegeben werden kann und dabei auch nur bei Hysteresen ohne Zwischenschleifen. Außerdem enthält die Dämpfungsarbeit keine Information über die Werkstoffsteifigkeit.

Die einfachste Form des vorhin beschriebenen inelastischen Werkstoffverhaltens ist das lineare viskoelastische Werkstoffverhalten, auf welches in der Diplomarbeit vertieft eingegangen werden soll. Wie der Name bereits andeutet, ist diese Beschreibung eine Mischung aus einem ideal elastischen und einem ideal viskosen Verhalten, wie in Abb. 2.6

## 2 Theoretische Grundlagen

gezeigt wird. Trägt man nun Spannung und Dehnung normal zueinander auf, so folgt aus dem elastischen und viskosen Verhalten eine liegende Ellipse und aus dem viskoelastischen eine um die Hauptachse geneigte Ellipse, wie sie schon in Abb. 2.5 gezeigt wurde.

Der physikalische Unterschied zwischen den drei verschiedenen Arten liegt nun darin, dass beim elastischen Material die gesamte Verformungsenergie gespeichert und wieder abgegeben wird. Bei einem rein viskosen Material geht aber die gesamte Energie verloren.

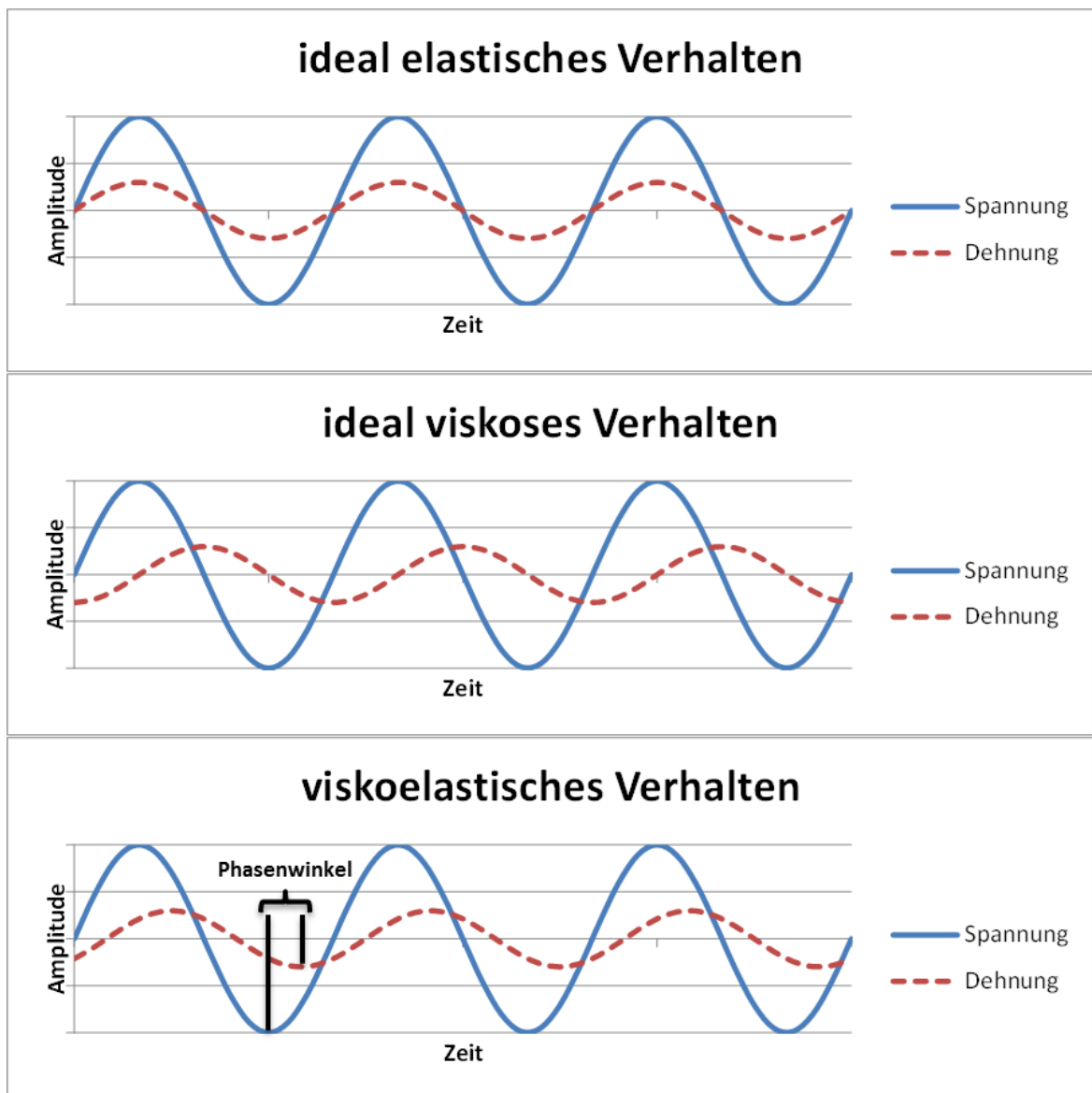


Abb. 2.6: elastisches, viskoses und viskoelastisches Materialverhalten

### 2.5.1. Geeignete Materialien

Welche Materialien haben aber nun ein ausgeprägtes viskoelastisches Verhalten, welches zur Dämpfung von ganzen Strukturen genutzt werden kann?

Mit einem sehr guten viskoelastischen und damit auch Dämpfungsverhalten zeichnen sich vor allem Polymere aus (siehe [2]). Die Eigenschaften dieser Materialien hängen zwar stark von der Temperatur und weniger stark von der Frequenz ab, sind aber trotzdem als linear zu betrachten so lange die Amplituden der Anregung nicht zu groß werden.

Polymere sind Materialien welche aus langen, verflochtenen und vernetzten Molekülketten bestehen, wobei wiederum jede einzelne Kette aus Tausenden oder Millionen von Atomen besteht. Und genau dieses molekulare Zusammenspiel, welches bei Deformation beansprucht wird, führt zu den makroskopischen Effekten welche die Energieabsorption bestimmen. Zwei zusätzliche Bedingungen müssen gegeben sein um ein lineares Verhalten zu garantieren. Einerseits sollten sie homogen (d.h. die Eigenschaften sind über das ganze Volumen gleich) und andererseits isotrop (d.h. die Eigenschaften sind auch in allen Richtungen gleich) sein. Somit können die Eigenschaften mit Metalllegierungen verglichen werden, mit dem einen Unterschied, dass die Fähigkeit der Dämpfung viel höher ist.

Es gibt natürlich auch Polymere welche nicht homogen und isotrop sind, hier sind die Materialeigenschaften nicht mehr so einfach zu beschreiben.

Die Menge an polymeren Materialien ist natürlich äußerst groß und reicht von natürlichem Kautschuk über verschiedene Klebstoffe bis hin zu steifen Kunststoffen, wie z.B. Plexiglas. Verständlicherweise haben diese Materialien verschiedene Eigenschaften, die wiederum über einen sehr weiten Bereich streuen können. Deshalb müssen für eine Ingenieursanwendung solcher Materialien im Vorhinein alle Eigenschaften experimentell ermittelt werden.

Bei einer Anwendung solcher Materialien sollte man sich natürlich über deren Grenzen im Klaren sein. So ist eine Anwendung im Hochtemperaturbereich unmöglich, da sich die meisten Polymere ab ca. 150 °C thermisch zersetzen. Sowie auch eine Verarbeitung von Komponenten mit thermischen Fügeverfahren (z.B. Schweißen) nicht in Frage kommt und damit alternative Anbindungsmöglichkeiten gefunden werden müssen.



### 2.5.2. Rheologische Modelle

Das Phänomen des viskoelastischen Werkstoffverhaltens lässt sich auch durch rheologische Modelle beschreiben (siehe Abb. 2.7) die aus Netzwerken masseloser Federn und Dämpfer bestehen. Die Rheologie ist eine Wissenschaft welche sich mit dem Verformungs- und Fließverhalten von Materie befasst, um daraus Erkenntnisse über Elastizität und Viskosität zu erhalten. Rheologische Modelle sind demnach Beschreibungsformen für Materialgesetze. Diese Modelle haben den Vorteil der Anschaulichkeit, eine Materialbeschreibung ist jedoch auch ohne sie möglich.

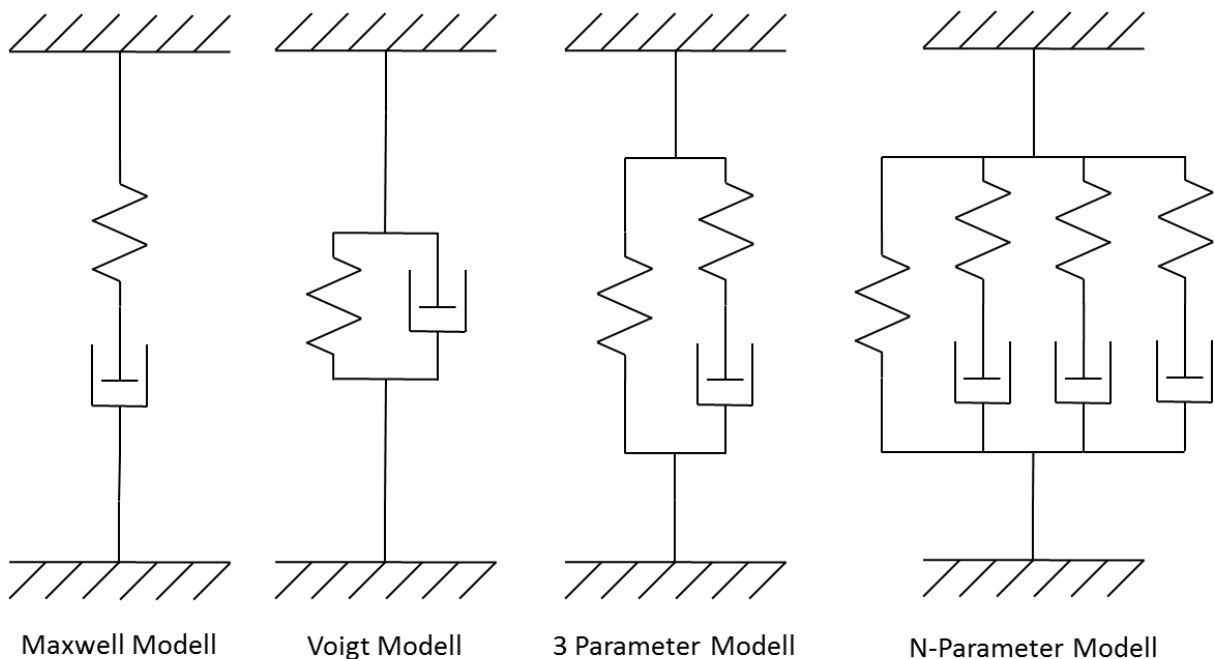


Abb. 2.7: rheologische Modelle

Die Beschreibung eines viskoelastischen Werkstoffes durch ein 2 Parameter Modell, wie das Maxwell oder Voigt Modell, ist nicht möglich, da in diesen Fällen der Spannungsausgleich spontan stattfindet und somit das Kriechen nicht abgebildet werden kann. Daraus folgt dass ein 3 Parameter Modell als einfachstes Modell zur Anwendung kommen kann. Wird die Anzahl der Parameter erhöht, erlaubt dies zwar eine bessere Anpassung an Messkurven, erschwert aber auch die Identifikation der Modellparameter in Versuchen.

### 2.5.3. Komplexer Elastizitätsmodul

Eine weitere, sehr elegante Art der Beschreibung von viskoelastischem Werkstoffverhalten bietet der komplexe E-Modul.

Ausgehend vom elastischen Werkstoffgesetz,

$$\sigma = E * \varepsilon \quad \text{Glg. 2-4}$$

führt ein viskoelastisches Verhalten, bei einer harmonisch zeitabhängig aufgebrachten Dehnung

$$\varepsilon(t) = \hat{\varepsilon} * \cos(\Omega t + \varphi) \quad \text{Glg. 2-5}$$

im eingeschwingenen Zustand zu der phasenverschobenen Spannung

$$\sigma(t) = \hat{\sigma} * \cos(\Omega t + \varphi) \quad \text{Glg. 2-6}$$

mit komplexen Amplituden.

$$\hat{\varepsilon}^* = \hat{\varepsilon} * e^{i\Omega t} \quad \text{und} \quad \hat{\sigma} = \hat{\sigma} * e^{i\Omega t} \quad \text{Glg. 2-7 und Glg. 2-8}$$

Mit dem komplexen E-Modul,

$$E^*(\Omega) = E'(\Omega) + i * E''(\Omega) \quad \text{Glg. 2-9}$$

dessen Realteil  $E'$  Speichermodul und dessen Imaginärteil  $E''$  Verlustmodul heißt, wird wieder der lineare Zusammenhang zwischen den komplexen Amplituden der Spannung und der Dehnung hergestellt.

$$\hat{\sigma}^* = E^*(\Omega) * \hat{\varepsilon}^* \quad \text{Glg. 2-10}$$

Aus dem Verhältnis von Verlustmodul und Speichermodul kann auch der Verlustfaktor errechnet werden.

$$\chi = \frac{E''(\Omega)}{E'(\Omega)} \quad \text{Glg. 2-11}$$

Außerdem folgt aus den vorangegangenen Überlegungen der Zusammenhang zwischen dem Verlustfaktor und dem Verlustwinkel, welcher die Phasenverschiebung zwischen Spannung und Dehnung beschreibt.

## 2 Theoretische Grundlagen

$$\chi(\Omega) = \tan(\delta(\Omega)) \quad \text{Glg. 2-12}$$

Natürlich gelten die klassischen Zusammenhänge zwischen Elastizitäts- und Schubmodul, wenn auch in abgeänderter Form.

$$\hat{t}^* = G^*(\Omega) * \hat{\gamma}^* \quad \text{Glg. 2-13}$$

$$E^*(\Omega) = 2 * G^*(1 + \nu) \quad \text{Glg. 2-14}$$

Somit können Elastizitäts- und Schubmodul auch noch anders angeschrieben werden.

$$E^* = E'(1 + i * \chi) \quad \text{Glg. 2-15}$$

$$G^* = G'(1 + i * \chi) \quad \text{Glg. 2-16}$$

### 2.5.4. Temperatur- und Frequenzabhängigkeit

Wie schon im vorigen Kapitel erwähnt, variieren  $G$ ,  $E$  und  $\eta$  sehr stark in Abhängigkeit von Temperatur und Frequenz. Dieses Verhalten ist bei Polymeren viel ausgeprägter als bei Metallen, deshalb wird hier genauer darauf eingegangen.

Für viskoelastische Materialien kann das Verhalten in drei verschiedene Temperaturbereiche eingeteilt werden. Den Glasbereich (engl. glassy), den Übergangsbereich (engl. transition) und den gummielastischen Bereich (engl. rubbery). Eine Darstellung dieser Zusammenhänge ist aus [2] entnommen und in Abb. 2.8 dargestellt. Wobei die strichlierte Linie den Verlauf des Verlustfaktors und die durchgezogene Linie den Verlauf des komplexen Schubmoduls widerspiegelt. Sehr gut erkennbar ist auch der umgekehrte Verlauf zwischen Temperatur und Frequenz.

## 2 Theoretische Grundlagen

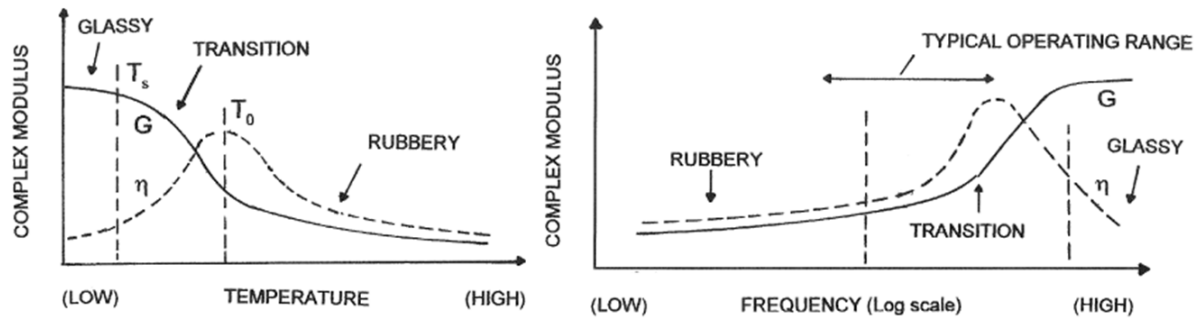


Abb. 2.8: Temperatur- und Frequenzverhalten von viskoelastischen Werkstoffen [2]

Die Glasregion repräsentiert typischerweise tiefe Temperaturen bei welcher der Speichermodul wesentlich höher als in den anderen beiden Bereichen ist. Der Temperaturbereich welcher die Glasregion definiert ist im Wesentlichen von der Zusammensetzung und der Art des viskoelastischen Materials abhängig. Der geringe Verlustfaktor lässt sich damit erklären, dass die Verformbarkeit des Materials aufgrund der höheren Steifigkeit, als z.B. im gummielastischen Bereich, eingeschränkt ist. Diese Aussage gilt natürlich nur bei gleicher Belastung in beiden Temperaturbereichen. Im anderen Temperaturextrem, dem gummielastischen Bereich, gilt natürlich genau der entgegengesetzte Zusammenhang. Dies ist darauf zurück zu führen, dass sich der innere Aufbau der Molekülketten aufzulösen beginnt. Wird die Temperatur weiter gesteigert kommt man in den Bereich der Zersetzungstemperatur bei der sich die Kohlenstoffatome von den anderen Atomen loslösen [6]. Der Zwischenbereich von glas- und gummielastischem Bereich, wird als Übergangsbereich bezeichnet. In diesem sollten all jene Materialien liegen, welche zu dämpfenden Zwecken eingesetzt werden, da hier der Verlustfaktor sein Maximum erreicht. Deshalb ist es von entscheidender Bedeutung zu wissen in welchem Temperaturbereich man sich in der Anwendung bewegen wird.

Die Empfindlichkeit bezüglich Temperatur- bzw. Frequenzänderung sind wie aus Abb. 2.8 ersichtlich unterschiedlich stark ausgeprägt. Eine Temperaturänderung von wenigen hundert Grad verändert die Materialeigenschaften wesentlich, wobei der Einfluss der Frequenz einen Bereich von vielen Dekaden höherer Ordnung benötigt. Diese Abhängigkeit der Frequenz kann auch über einen sehr weiten Bereich entscheidend sein, z.B. von  $10^{-8}$  Hz bis  $10^8$  Hz, ein Bereich welcher natürlich viel zu groß ist um ihn mit einer einzigen Methode detektieren zu können. Außerdem können die Zeiten von Relaxationsversuchen zwischen Nanosekunden und Jahren liegen, vor allem bei tiefen Temperaturen. Doch auch hier ist das Ziel, einen dämpfenden Werkstoff so auszuwählen, dass dieser in den Übergangsbereich fällt da dort wiederum das Maximum des Verlustfaktors auftritt.

## 2 Theoretische Grundlagen

Ein in den Betrachtungen eher in den Hintergrund getretener weiterer Einfluss ist die Höhe der zyklischen Belastung. Denn wie schon Anfangs erwähnt, kann man bei zu hoher Belastung in einen Bereich des nichtlinearen Werkstoffverhaltens kommen. Unabhängig von einer eher unerwünschten und viel komplizierteren nichtlinearen Modellierung eines solchen Problems, ist auch eine Zerstörung des Werkstoffes durch zu hohe Belastung möglich.

Eine weitere Beeinflussung der Eigenschaften resultiert aus der Umgebung in welcher sich ein Bauteil befindet. Nicht alle Polymere sind z.B. UV-beständig, bzw. können bei Anwesenheit von Feuchtigkeit zum Quellen neigen, um hier nur einige Beispiele zu nennen.

### 2.6. Beschichtungsmöglichkeiten durch viskoelastischen Materialien

Im Wesentlichen kann man zwischen zwei Arten der Beschichtung von Bauteilen unterscheiden. Der so genannten Free Layer (FL) und der Constrained Layer (CL) Beschichtung (siehe Abb. 2.9). Alle Weiteren bauen auf diesen grundlegenden Überlegungen auf.

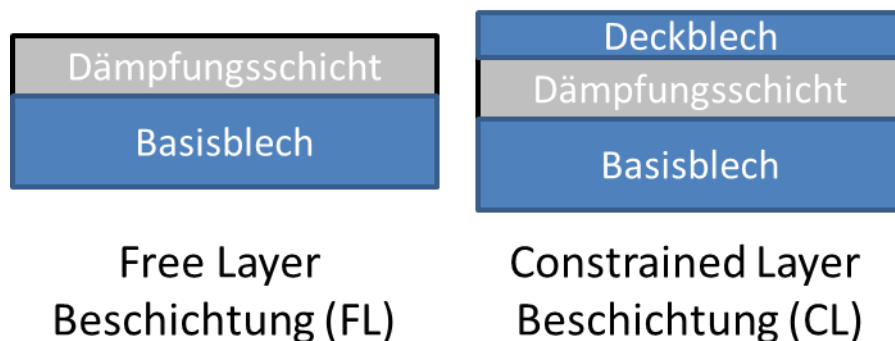


Abb. 2.9: Free Layer und Constrained Layer Beschichtung

Die freie Beschichtung oder Free Layer Beschichtung, zeichnet sich dadurch aus, dass ein viskoelastisches Material an der Oberfläche eines Bauteiles z.B. appliziert wird. In diesem Fall wird aber das viskoelastische Materialverhalten nur durch die Dehnungen welche zufolge Biegung hervorgerufen werden, aktiviert (siehe Abb. 2.10).

## 2 Theoretische Grundlagen

Bei einer zusätzlichen Beschichtung durch ein steiferes Deckblech spricht man auch von Constrained Layer Beschichtung. Diese Art des Schichtaufbaus ist effektiver, da der Hauptanteil zur Aktivierung der Viskoelastizität aus der Schubverzerrung zwischen Basis- und Deckblech entsteht.

Aber grundsätzlich können viskoelastische Materialien auch auf andere Arten belastet werden damit sie ihre Dämpfungseigenschaften entfalten können (siehe Abb. 2.10).

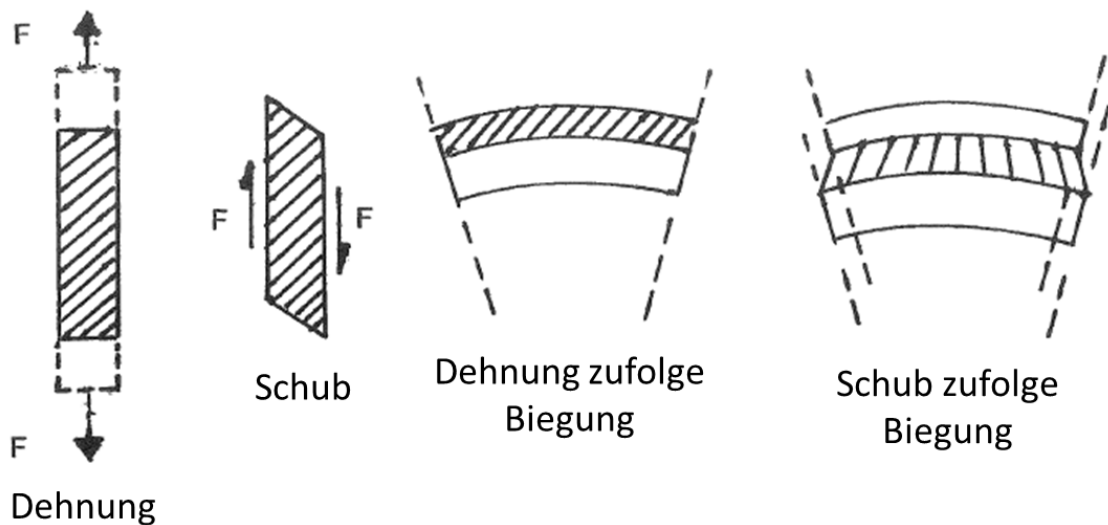


Abb. 2.10: Deformationen von viskoelastischen Materialien [2]

Durch diverse Weiterentwicklungen solcher Schichtaufbauten können die Dämpfungseigenschaften noch gesteigert werden. Man spricht dann auch von multiplen Deckschichten, oder Multiple Constrained Layers (MCL). Es trifft auch die Bezeichnung Sandwich Aufbau zu. Einige Beispiele zu diesen Schichtaufbauten sind in Abb. 2.11 dargestellt.

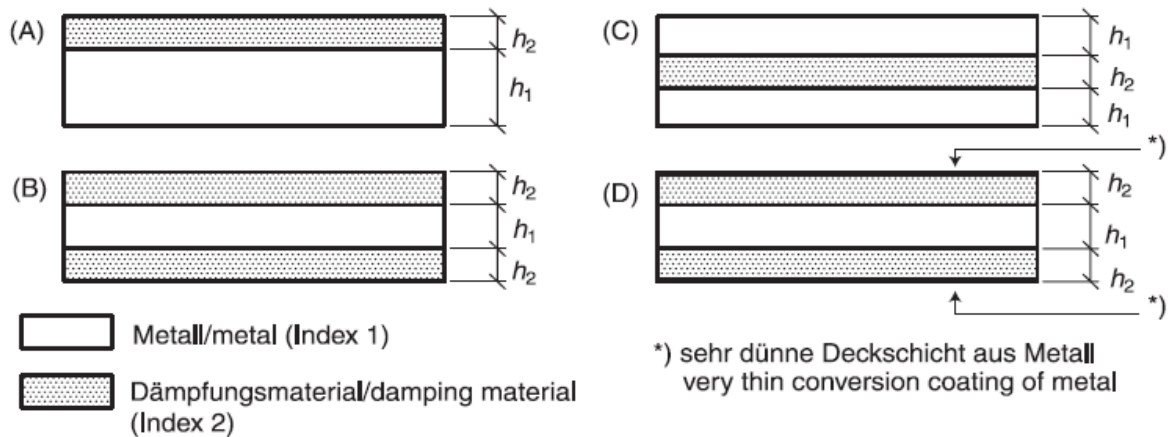


Abb. 2.11: Beispielhafte Schichtaufbauten [3]

## 2.7. Analytische mathematische Modelle der Viskoelastizität

Um auf einfache Weise mit diesem besonderen inelastischen Verhalten rechnen zu können, wurden einige analytische Methoden entwickelt. Die am weitesten verbreiteten Methoden wurden von Ross, Kerwin und Ungar (1959), Mead und Markus (1969), DiTaranto (1965), Yan und Dowell (1972) und Rao und Nakra (1974) publiziert [1]. Der Trend geht in letzter Zeit aber weg von den analytischen Berechnungsmethoden und immer mehr hin zu Finite Elemente gestützten Berechnungsverfahren. Dieser Trend kann dadurch begründet werden, dass bei komplexeren Geometrien die analytischen Methoden nur mehr sehr schwer oder nicht mehr angewendet werden können. Bei einfachen Fragestellungen werden solche Berechnungen aber trotzdem angewandt um einen Abgleich mit z.B. einer FEM Berechnung führen zu können. Allerdings kann es auch an den Kosten liegen warum nicht immer ein FEM Programm benutzt wird, da solche Softwarepakete im Regelfall nicht billig sind.

### 2.7.1. Free Layer Dämpfung

Die einfachste Methode nach der ein frei beschichteter Aufbau berechnet werden kann ist die Oberst Methode. Allerdings gilt diese nur für sehr einfache Bauteile, wodurch sie keine große Praxisrelevanz aufweisen. Zu Anschauungszwecken und zum Verständnis der weiteren Berechnungsmethoden ist dies aber ein sehr guter Einstieg.

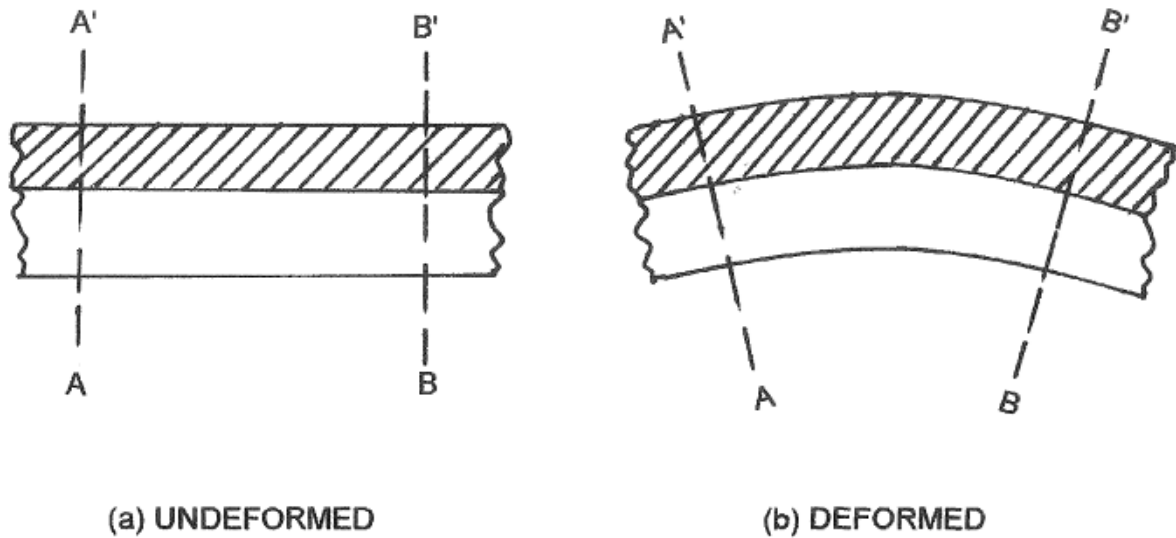


Abb. 2.12: Einfacher Aufbau mit FL Beschichtung [2]

$$\frac{(EI)^*}{E_1 I_1} = 1 + e^* h^3 + 3(1 + h)^2 \frac{e^* h}{1 + e^* h} \quad \text{Glg. 2-17}$$

$$h = \frac{H_2}{H_1} \quad \text{Glg. 2-18}$$

$$e^* = \frac{E_2^*}{E_1} \quad \text{Glg. 2-19}$$

$$I_1 = \frac{b H_1^3}{12} \quad \text{Glg. 2-20}$$

Hierbei ist  $(EI)^*$  die komplexe Steifigkeit des Systems, aus welcher der Verlustfaktor ermittelt werden kann.

### 2.7.2. Ross, Kerwin und Ungar Dämpfungsmodell

Ross, Kerwin und Ungar (RKU) haben eines der ersten Dämpfungsmodelle für dreischichtige Sandwich Balken, basierend auf flexibler Biegung und einer steifen Deckschicht, einer so genannten Constrained Layer Schicht (CL), entwickelt. Für die Überlegungen dieses Ansatzes wurden einige wichtige Annahmen getroffen:



## 2 Theoretische Grundlagen

- Die Schichten sind starr miteinander verbunden.
- Streng genommen, können diese Gleichungen nur auf gelenkig gelagerte Balken angewendet werden. Für weitere Randbedingungen müssen die Gleichungen leicht modifiziert werden.
- Der größte Teil der Dämpfung ist auf die Scherung der viskoelastischen Zwischenschicht zurück zu führen, welche durch den komplexen Schubmodul dargestellt wird.
- Die elastischen Schichten verzerren sich seitlich um den gleichen Betrag.

Diese getroffenen Annahmen werden auf einen Rechteckquerschnitt aufgebracht, auf derselben Basis werden in weiterer Folge auch die Versuche durchgeführt. In Abb. 2.13 wird der exemplarische Schichtaufbau, auf dem die Berechnung basiert, dargestellt. Sehr gut ersichtlich ist der lineare Verlauf der Schubverformung in Dickenrichtung der elastischen Schicht (Linie A-B-C-D).

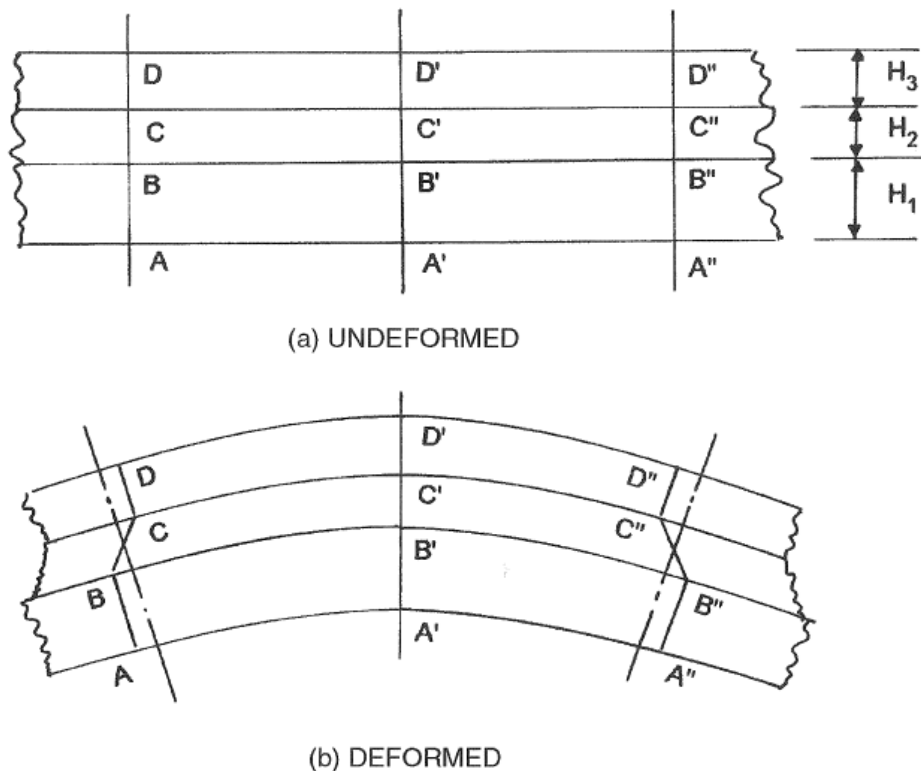


Abb. 2.13: Schubverformungen in einem constrained layer Aufbau [2]

In der Literatur konnte dieses Modell mit Messungen abgesichert werden [1]. In der Berechnung wird eine komplexe Steifigkeit ermittelt, wobei alle mit \* gekennzeichneten

## 2 Theoretische Grundlagen

Größen als komplexe Größen gelten. Von dieser komplexen Steifigkeit kann wieder ein Verlustfaktor für das gesamte System errechnet werden.

$$EI^* = \frac{E_1 * H_1^3}{12} + \frac{E_2^* * H_2^3}{12} + \frac{E_3 * H_3^3}{12} - \frac{E_2^* * H_2^2}{12} \left( \frac{H_{31} - D}{1 + g^*} \right) + \dots$$

$$\dots + E_1 * H_1 * D^2 + E_2^* * H_2 * (H_{21} - D)^2 + E_3 * H_3 * (H_{21} - D)^2 - \dots$$

$$\dots - (0.5 * E_2^* * H_2 * (H_{21} - D) + E_3 * H_3 * (H_{31} - D)) * \left( \frac{H_{31} - D}{1 + g^*} \right)$$

**Glg. 2-21**

$$D = \frac{E_2^* * H_2 * (H_{21} - 0.5 * H_{31}) + g^* (E_2^* * H_2 * H_{21} + E_3 * H_3 * H_{31})}{E_1 * H_1 + 0.5 * E_2^* * H_2 + g^* (E_1 * H_1 + E_2^* * H_2 + E_3 * H_3)}$$

**Glg. 2-22**

$$H_{21} = 0.5(H_1 + H_2)$$

**Glg. 2-23**

$$H_{31} = H_2 + 0.5(H_1 + H_3)$$

**Glg. 2-24**

$$g^* = \frac{G_2^* * \lambda^2}{E_3 * H_2 * H_3 * \pi^2}$$

**Glg. 2-25**

Die ersten drei Terme in Glg. 2-21 sind die Steifigkeiten um die jeweilige neutrale Achse. Der Faktor  $D$  (Glg. 2-22) ist ein Ausdruck zur Definition der neutralen Achse des gesamten Querschnittes. Der wahrscheinlich wichtigste Faktor ist der so genannte Scherparameter  $g^*$  (Glg. 2-25), welcher stark vom komplexen Schubmodul, der halben Wellenlänge der Eigenform und dem Dickenverhältnis abhängt.

Die halbe Wellenlänge (Glg. 2-26) ergibt sich aus der Eigenkreisfrequenz, der Länge des Balkens und den Einspannbedingungen.

$$\lambda_n = \frac{\pi * L}{\xi_n * \sqrt{C_n}}$$

**Glg. 2-26**

$$\xi_n^4 = \frac{\rho_1 * b * H_1 * \omega_n^2 * L^4}{E_1 * I_1}$$

**Glg. 2-27**

$\xi_n$  ist hier die Eigenform der n-ten Eigenfrequenz. Der Einfluss der Einspannbedingungen wird mittels des sogenannten Rao Korrekturfaktor  $C_n$  (Abb. 2.14) dargestellt.

Boundary conditions	Correction factor	
	Mode 1	Mode 2+
Pinned–pinned	1.0	1.0
Clamped–clamped	1.4	1.0
Clamped–pinned	1.0	1.0
Clamped–free	0.9	1.0
Free–free	1.0	1.0

Abb. 2.14: Rao Korrekturfaktor  $C_n$  für den Scherparameter in den RKU Gleichungen [2]

### 2.7.3. Balken Theorie Analyse Modelle

Es wurden mehrere Analysemethoden welche auf den Euler-Bernoulli Balken oder der virtuellen Arbeit basieren, die oftmals in linearen Differenzialgleichungen 60. Ordnung zu lösen sind, entwickelt. Diese Berechnungen sind in sehr vielen Anwendungen praktisch, jedoch haben sie alle das Problem, dass sie sehr spezifisch sind, und nur für konkrete Randbedingungen oder Belastungen gelten. Kalyanasundaram und Buhariwala haben ebenso eine Balkentheorie für viskoelastische Materialien entwickelt. Kalyansundaram hat viskoelastische Strukturen auf Basis der Timoshenko Balken Theorie untersucht und berechnet. Buhariwala hat das D’Alambert’sche Prinzip sowie auch das Prinzip der virtuellen Arbeit verwendet um das Dämpfungsverhalten zu beschreiben. Allerdings kann gezeigt werden dass die RKU Gleichungen, wenn sie mit anderen Verfahren verglichen werden, die am einfachsten zu bedienenden sind, und zusätzlich noch sehr exakte Abbildungen möglich machen. [1]

### 2.7.4. Abschnittsweise viskoelastische angewendete Methoden

Eine weitere Möglichkeit um Dämpfungsschichten auf ein Bauteil aufzubringen, ist eine abschnittsweise Beschichtung mit einem Dämpfungsmaterial. In konkreten Fällen wird dabei eine solche Beschichtung im Bereich eines Schwingungsbauches (Bereiche der größten Auslenkung) einer Eigenform zwischen zwei Schwingungsknoten aufgebracht, da dort höhere Schubspannungen vorliegen. Weil aber nicht alle Eigenformen gleich sind, wird hier die Problematik ersichtlich, dass hiermit nur einige wenige Eigenfrequenzen gezielt gedämpft

## 2 Theoretische Grundlagen

werden können. Zusätzlich kommt auch noch eine Applikation in Nähe der Einspannstelle in Frage, da dort ebenfalls sehr hohe Schubspannungen in Abhängigkeit von der Art der Einspannung auftreten können. [2]

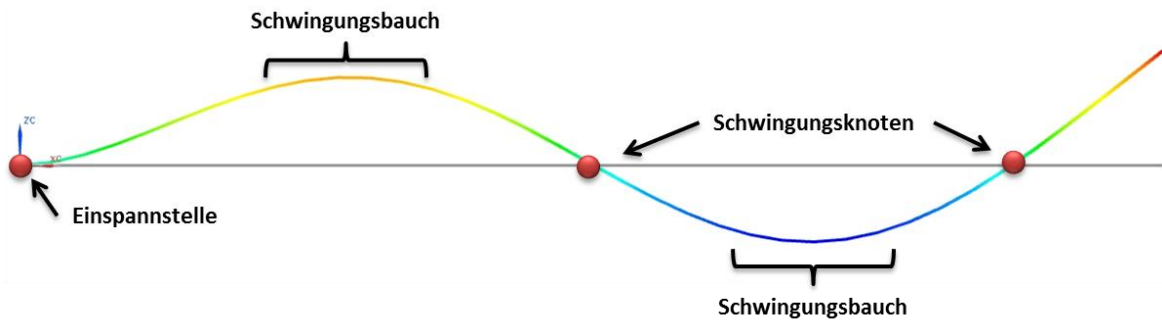


Abb. 2.15: exemplarisches Beispiel für Schwingungsbauch und Schwingungsknoten

## 2.8. Umrechnung zwischen Dämpfungskennwerten

Aufgrund der großen Anzahl an unterschiedlichen Dämpfungskennwerte ist es möglich die einzelnen Kennwerten, durch einfache Zusammenhänge, umzurechnen. Folgende mathematische Zusammenhänge sind aus [3] entnommen.

	Bauteile mit harmonischer Verformung			Lineares System mit einem Freiheitsgrad				
Dämpfungskennwerte	$d$	$k''$	$\chi_S$	$\delta$	$\Lambda$	$\Delta\eta$	$\vartheta$	$Q$
Dämpfungskoeffizient $d$	$d$	$\frac{k''}{\Omega}$	$\frac{k'\chi_S}{\Omega}$	$2m\delta$	$\frac{m\omega_d\Lambda}{\pi}$	$\sqrt{km}\Delta\eta$	$2m\omega_0\vartheta$	$\frac{\sqrt{km}}{Q}$
Imaginärteil $k''$ von $\underline{k}$	$d\Omega$	$k''$	$k'\chi_S$	$2\Omega m\delta$	$\frac{m\Omega\omega_d\Lambda}{\pi}$	$m\Omega\omega_0\Delta\eta$	$2\sqrt{km}\Omega\vartheta$	$\frac{\Omega\sqrt{km}}{Q}$
Verlustfaktor $\chi_S$	$\frac{d\Omega}{k'}$	$\frac{k''}{k'}$	$\chi_S$	$\frac{2\Omega m\delta}{k'}$	$\frac{\eta\Lambda\omega_d}{\pi\omega_0}$	$\eta\Delta\eta$	$2\eta\vartheta$	$\frac{\eta}{Q}$
Abklingkoeffizient $\delta$	$\frac{d}{2m}$	$\frac{k''}{2m\Omega}$	$\frac{k'\chi_S}{2m\Omega}$	$\delta$	$\frac{\omega_d\Lambda}{2\pi}$	$\frac{\omega_0\Delta\eta}{2}$	$\omega_0\vartheta$	$\frac{\omega_0}{2Q}$
logarithmisches Dekrement $\Lambda$	$\frac{\pi d}{m\omega_d}$	$\frac{\pi k''}{m\omega_d\Omega}$	$\frac{\pi\chi_S\omega_0}{\eta\omega_d}$	$\frac{2\pi\delta}{\omega_d}$	$\Lambda$	$\pi\Delta\eta\frac{\omega_0}{\omega_d}$	$\frac{2\pi\vartheta}{\sqrt{1-\vartheta^2}}$	$\frac{\pi\omega_0}{Q\omega_d}$
Halbwertsbreite $\Delta\eta = \Delta\Omega/\omega_0$	$\frac{d}{\sqrt{km}}$	$\frac{k''}{\Omega\sqrt{km}}$	$\frac{\chi_S}{\eta}$	$\frac{2\delta}{\omega_0}$	$\frac{\Lambda\omega_d}{\pi\omega_0}$	$\Delta\eta$	$2\vartheta$	$\frac{1}{Q}$
Dämpfungsgrad $\vartheta$	$\frac{d}{2\sqrt{km}}$	$\frac{k''}{2\Omega\sqrt{km}}$	$\frac{\chi_S}{2\eta}$	$\frac{\delta}{\omega_0}$	$\frac{\Lambda\omega_d}{2\pi\omega_0}$	$\frac{\Delta\eta}{2}$	$\vartheta$	$\frac{1}{2Q}$
Gütefaktor $Q$	$\frac{\sqrt{km}}{d}$	$\frac{2\sqrt{km}}{k''}$	$\frac{\eta}{\chi_S}$	$\frac{\omega_0}{2\delta}$	$\frac{\pi\omega_0}{\Lambda\omega_d}$	$\frac{1}{\Delta\eta}$	$\frac{1}{2\vartheta}$	$Q$

Bezeichnungen:  $\Omega$  Anregungsfrequenz  $\eta = \frac{\Omega}{\omega_0}$  Abstimmungsverhältnis  $m$  Masse  
 $\omega_0, \omega_d$  Eigenkreisfrequenzen des ungedämpften und des gedämpften Schwingers,  $\omega_d = \omega_0\sqrt{1-\vartheta^2}$   
 $k', k''$  Realteil und Imaginärteil der komplexen Steifigkeit  $\underline{k}$

**Abb. 2.16: Zusammenhänge zwischen Dämpfungskenngrößen [3]**

### **3. Grundlagen der Finite Elemente Methode**

Für die Erstellung und die Simulation, der in dieser Diplomarbeit verwendeten Modelle, wurde die Finite Elemente Methode (FEM) verwendet. Dazu wurde das von Siemens PLM Software bereitgestellte Programm NX 7.5 für das Pre- und Postprocessing der Modelle, sowie NX Nastran (Nasa Structural Analysis System) zum Lösen der Finite Elemente Modelle verwendet.

Das Ziel war nicht einen eigenen Solver, zur Lösung des Verhaltens der Viskoelastizität zu entwickeln, sondern die vorhandenen Möglichkeiten dieses Programmpaketes optimal auszunutzen.

#### **3.1. Berechnungsprozess**

Wie in Abb. 3.1 dargestellt, kann man den Berechnungsprozess einer FEM Berechnung grob in drei Bereiche teilen. Das Preprocessing dient dabei dem Aufbau eines FE Modells, welches, ausgehend von einer bestehenden Geometrie, als erstes vereinfacht, bzw. idealisiert, wird. Danach wird eine Diskretisierung des Bauteils durchgeführt, wobei das Modell in kleine endliche Elemente (Finite Elemente) unterteilt wird. Dieser Schritt wird auch als Vernetzung oder Netzgenerierung bezeichnet. Im weiteren Schritt wird festgelegt mit welchem Lösungsverfahren, welche Ergebnisse berechnet werden sollen (z.B. Spannungen, Dehnungen, usw.). Außerdem werden Randbedingungen und Belastungen aufgeprägt. Dieses fertige FE Modell wird dann an einen Solver übergeben, welcher durch die Eingaben im Vorhinein die geforderten Ergebnisse liefert. Beim Postprocessing werden diese errechneten Daten dargestellt und können weiter ausgewertet werden.

### 3 Grundlagen der Finite Elemente Methode

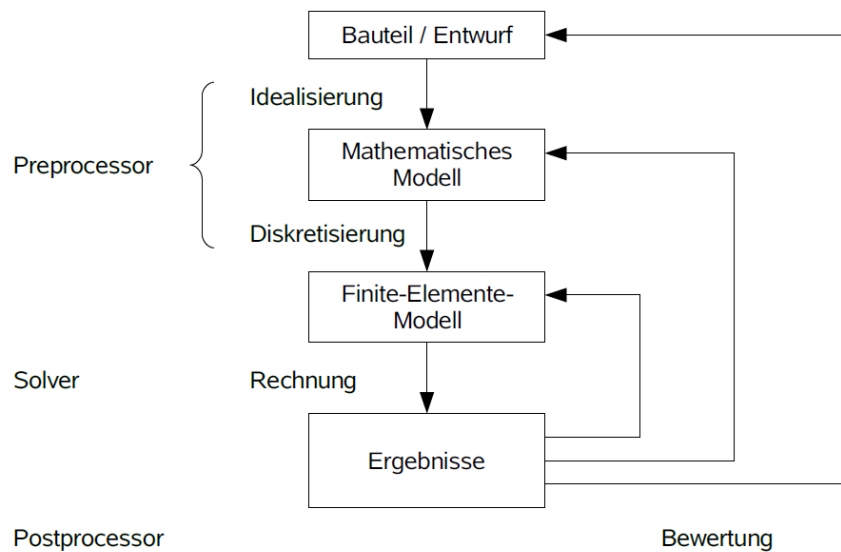


Abb. 3.1: Berechnungsprozess einer FEM Berechnung [7]

### 3.2. Dynamische Modelle in der FEM

Wie schon in Kapitel 2 erwähnt, liefert eine statische Betrachtung der Viskoelastizität keine geeignete Aussage über dessen Dämpfungsverhalten, weshalb in der FEM eine dynamische Betrachtung durchgeführt wird.

Da in der FEM die Schreibweise mit Matrizen gebräuchlich ist, wird auch hier auf diese Methode zurückgegriffen.

Ausgehend von den Gleichgewichtsbedingungen folgt das äquivalente Prinzip der virtuellen Arbeit, welches besagt, dass innere und äußere virtuelle Arbeit gleich groß sein müssen.

$$\delta W_{int} + \delta W_{ext} + \delta W_{inertia} = 0 \quad \text{Glg. 3-1}$$

Mit der virtuellen inneren Arbeit,

$$\delta W_{int} = - \int_V \delta \varepsilon^T \tau dV = - \int_V \delta \varepsilon^T C \varepsilon dV \quad \text{Glg. 3-2}$$

der virtuellen äußeren Arbeit

$$\delta W_{ext} = \int_V \delta u^T f^B dV + \int_S \delta u^T f^S dS \quad \text{Glg. 3-3}$$

und der virtuellen Arbeit der Trägheitskräfte

### 3 Grundlagen der Finite Elemente Methode

$$\delta W_{inertia} = \int_V \delta u^T \rho(-a) dV \quad \text{Glg. 3-4}$$

kommt man auf folgenden Zusammenhang in der FEM [8]:

$$\delta W_{int} = -\delta \hat{u}^T F_{int} \quad \text{Glg. 3-5}$$

$$\delta W_{ext} = -\delta \hat{u}^T F_{ext} \quad \text{Glg. 3-6}$$

$$\delta W_{inertia} = -\delta \hat{u}^T F_{inertia} \quad \text{Glg. 3-7}$$

Daraus ergibt sich das für die FEM elementare, lineare, inhomogene System gewöhnlicher Differentialgleichungen zweiter Ordnung.

$$M\ddot{u} + Ku = F_{ext} \quad \text{Glg. 3-8}$$

Mit  $M$  als Massenmatrix und  $K$  als Steifigkeitsmatrix.

Für eine statische Berechnung vereinfacht sich Glg. 3-8 zu:

$$Ku = F_{ext} \quad \text{Glg. 3-9}$$

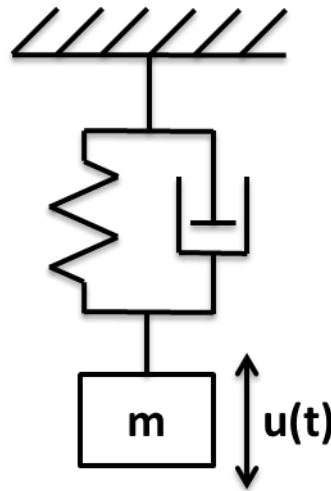


Abb. 3.2: Feder Masse Schwinger mit Dämpfung

Denkt man aber an ein einfaches Model eines Feder Masse Schwingers mit Dämpfung, wie er in Abb. 3.2 dargestellt ist, so wird sofort klar, dass ein wesentlicher Teil im Gleichungssystem Glg. 3-8 fehlt. Dieser Term wird auch als Dämpfungsterm bezeichnet und



### 3 Grundlagen der Finite Elemente Methode

wird in den meisten dynamischen Berechnungen mittels FEM nicht berücksichtigt. Im konkreten Fall dieser Diplomarbeit wird gezeigt, dass dieser Term die Berechnungen wesentlich beeinflusst. Somit ergänzt sich die Bewegungsgleichung zu

$$M\ddot{u} + D\dot{u} + Ku = F_{ext}$$

**Glg. 3-10**

mit  $D$  als Dämpfungsmatrix [9].

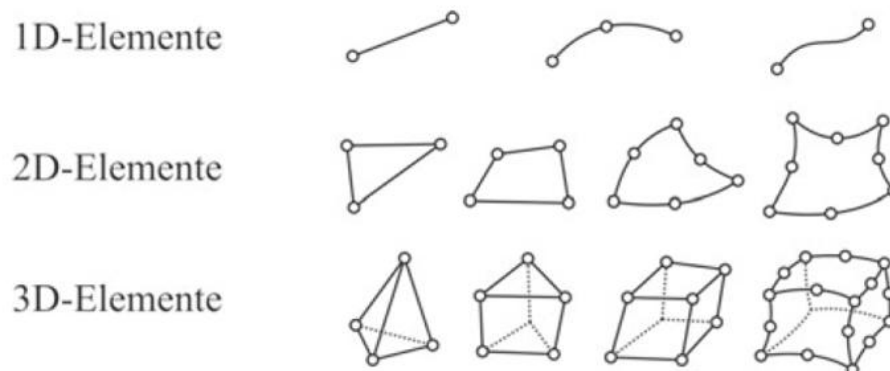
### 3.3. Elemente

In diesem Kapitel werden die bei der Simulation verwendeten Elemente aufgelistet. Deren Anwendung wird im Kapitel 7 näher beschrieben.

Die Elemente können durch die Art ihrer Dimension definiert werden, die aber nicht mit der Art der Elementdimension verwechselt werden darf. So werden (gekrümmte) Schalenelemente als 2D-Elemente bezeichnet, selbst wenn man sie für 3D-Analysen einsetzt.

Die Einteilung der Elemente nach ihrer Dimension ist in Abb. 3.3 dargestellt und hier beispielhaft aufgelistet:

- 0D-Elemente: z.B. konzentrierte Massen
- 1D-Elemente: Stab- oder Balkenelemente
- 2D-Elemente: Platten-, Scheiben- oder Schalenelemente
- 3D-Elemente: Hexaeder-, Tetraeder, oder Keilelemente



**Abb. 3.3: FE- Elementtypen [9]**

### 3.4. Dämpfungsmodelle und deren Einfluss auf den Lösungsansatz

Hier wird auf die unterschiedlichen Möglichkeiten der Definition von Dämpfungsparametern und deren Verwendung im Programm NX-Nastran eingegangen. Es werden auch Möglichkeiten gezeigt die allerdings in weiterer Folge des Lösungsweges nicht mehr verwendet werden. Es kann aber schon im Vorhinein gesagt werden, dass die Art der Verwendung eines Dämpfungsmodelles hauptsächlich vom verwendeten Solver abhängt, in weiterer Folge vom FE Modell selbst. Zwar gibt es die Möglichkeit mit DMAP (Direct Matrix Abstraction Program) direkt Änderungen am fertig programmierten Solver (SOL) vorzunehmen, dazu muss in der Programmiersprache FORTRAN programmiert werden. Allerdings macht dies in den meisten Fällen wenig Sinn, da es für eine Vielzahl von Anwendungsfällen einen geeigneten Solver gibt.

Die hier behandelten Inhalte sind vollständig aus [10] entnommen.

Eingangs ist noch zu erwähnen, dass alle Dämpfungsmöglichkeiten gleichzeitig angewendet werden können.

#### 3.4.1. Viskose- und Strukturdämpfung

Wie schon in den voran gegangenen Theorie-Kapiteln erwähnt, gibt es im Wesentlichen zwei Arten der Dämpfung welche für linear-elastische Materialien verwendet werden können. Die viskose Dämpfung, welche Geschwindigkeitsproportional ist, und die Strukturdämpfung, welche proportional der Auslenkung ist. Welche Art der Dämpfung zur Anwendung kommt, hängt vom Energiedissipationsmechanismus welcher am stärkeren ausgeprägt ist ab.

Die viskose Dämpfungskraft ist proportional der Geschwindigkeit und gegeben durch:

$$f_V = b * \dot{u} \quad \text{Glg. 3-11}$$

Wobei  $b$  den viskosen Dämpfungskoeffizienten und  $\dot{u}$  die Geschwindigkeit beschreibt.

Die Kraft der Materialdämpfung ist proportional der Auslenkung und gegeben durch:

$$f_S = i * G * k * u \quad \text{Glg. 3-12}$$

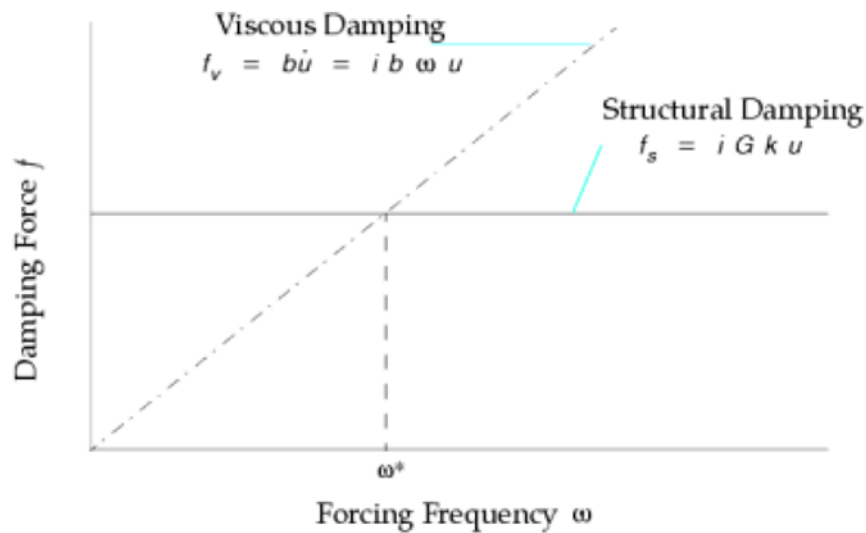
### 3 Grundlagen der Finite Elemente Methode

Hierbei ist  $G$  aber nicht mit dem Schubmodul zu verwechseln, sondern steht hier für den Materialdämpfungswert,  $k$  ist die Steifigkeit,  $u$  die Auslenkung und  $i$  ist die Wurzel aus -1.

Für harmonische Anregungen (z.B. Sinusförmige Schwingung) mit konstanter Amplitude, ist die Materialdämpfungskraft konstant und die viskose Dämpfungskraft proportional zur Frequenz der Kraft. Es gibt natürlich auch eine Frequenz  $\omega^*$  bei der beide Kräfte dieselbe Größe haben, dann gilt:

$$G * k = b * \omega^* \text{ oder } b = \frac{G * k}{\omega^*}$$

**Glg. 3-13**



**Abb. 3.4: Viskose- und Materialdämpfungskraft bei sinusförmiger Anregung mit konstanter Amplitude [10]**

Wenn  $\omega^*$  die Größe der Eigenfrequenz  $\omega_n$  annimmt gilt:

$$b = \frac{G * k}{\omega_n} = G * \omega_n * m$$

**Glg. 3-14**

Dabei gilt für die kritische Dämpfung:

$$b_{cr} = 2\sqrt{km} = 2m\omega_n$$

**Glg. 3-15**

Und für Werte, die nahe an der Resonanz liegen, gilt auch:

$$\frac{b}{b_{cr}} = \vartheta = \frac{G}{2}$$

Glg. 3-16

### 3.4.2. Anforderungen an die Materialdämpfung

Materialdämpfung wird in den Materialdefinitionsarten  $MAT_i$  und mit dem Parameter  $PARAM$ ,  $G$  Bulk Data Einträgen beschrieben. Das  $GE$  Feld im  $MAT_i$  Eintrag beschreibt dabei die gesamte Dämpfung jener Elemente welche die Materialeigenschaften der  $MAT_i$  Karte zugewiesen bekommen haben. Abb. 3.5 soll einen Eintrag in eine  $MAT1$  Karte zeigen, bei dem der Dämpfungsfaktor auf 0,1 festgelegt wurde. Eine  $MAT1$  Karte steht hierbei für ein isotropes Materialmodell.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
\$MAT1	MID	E	G	NU	RHO	A	TREF	GE	
MAT1	2	30.0E6		0.3	7.764E-4			0.10	

Abb. 3.5: Beispiel eines MAT1 Eintrages mit Materialdämpfung [10]

Dieser Parameter wird mit der Steifigkeitsmatrix multipliziert um die Materialdämpfungsmatrix zu erhalten. Der Standardwert für  $G$  ist 0,0, d.h. dass dieser Parameter in der Berechnung ignoriert wird. Zwei weitere Parameter werden dazu verwendet um bei transienter Response Analyse die Materialdämpfung in eine äquivalente viskose Dämpfung umzurechnen:  $PARAM, W3$  und  $PARAM, W4$ .

Bei der Frequency Response und der komplexen Eigenwert Lösung, erzeugt die Dämpfung imaginäre Zahlenwerte, welche in einer komplexen Steifigkeitsmatrix eingetragen werden.

Bei transienten Lösungen wird die Werkstoffdämpfung in eine viskose Dämpfung umgerechnet.

Der größte Nachteil dieser Dämpfung ist die Umwandlung der komplexen Werte in reelle Werte bei transienten Analysen. Dies funktioniert nur, wenn bei einer Response nur eine bestimmte Frequenz dominant ist.

### 3.4.3. Anforderungen an die viskose Dämpfung

Die viskose Dämpfung kann durch folgende Elemente definiert werden:

- CDAMP1* Skalarer Dämpfer zwischen 2 Knoten mit allen Freiheitsgraden und mit Bezug auf einen *PDAMP* - Eintrag (das ist eine Definitionskarte für Dämpferelemente) Eintrag.
- CDAMP2* Skalarer Dämpfer zwischen zwei Knoten mit allen Freiheitsgraden aber ohne Bezug auf einen *PDAMP*- Eintrag.
- CDAMP3* Skalarer Dämpfer zwischen zwei Knoten, aber nur mit dem Freiheitsgrad zwischen den beiden Punkten und mit Bezug auf einen *PDAMP* - Eintrag.
- CDAMP4* Skalarer Dämpfer zwischen zwei Knoten, aber nur mit dem Freiheitsgrad zwischen den beiden Punkten aber ohne Bezug auf einen *PDAMP* Eintrag.
- CVISC* Dämpferelement zwischen zwei Knoten mit Bezug auf einen *PVISC* Eintrag
- CBUSH* Ein verallgemeinertes Feder-, Dämpfer-Element das auch nichtlinear oder frequenzabhängig sein kann und mit Bezug auf einen *PBUSH* Eintrag.

Für die modale transiente Response und die modale Frequenz Response wird die viskose Dämpfung mittels Tabelle definiert, dem so genannten *TABDAMPi* Eintrag.

Es gilt noch zu erwähnen, dass die Parameter *G* und *GE* dimensionslose Größen sind, die nur mit der Steifigkeitsmatrix multipliziert werden. Dagegen sind *CDAMPi* und *CVISC* nicht mehr dimensionslos ( $N \cdot \text{sec}/m$ ).

### 3.4.4. Anforderungen an die Modale Dämpfung

Hauptsächlich wird diese Dämpfung dann verwendet, wenn bereits Testergebnisse einer fertigen Konstruktion die Dämpfungsparameter bereitstellen. Hier werden spezielle Eingabewerte zu den bereits erwähnten Dämpfungstermen hinzugefügt.

Der physikalische Hintergrund ist nicht eindeutig. Der Effekt der Modaldämpfung ist eine viskose Dämpfung. Allerdings ist sie auch proportional zur Steifigkeitsmatrix, was einer Werkstoffdämpfung entsprechen würde, und variiert mit der Frequenz.

### 3 Grundlagen der Finite Elemente Methode

Der Zusammenhang zwischen den bisher genannten Dämpfungsarten und deren Verhalten in Bezug auf die Eigenfrequenz, wird in der folgenden Abbildung dargestellt.

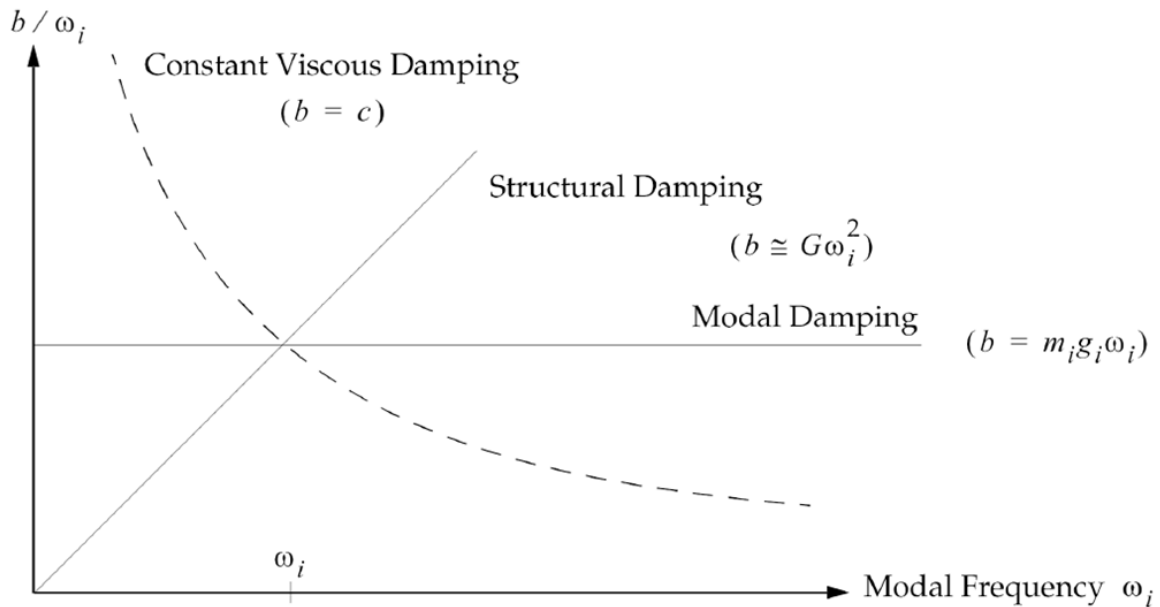


Abb. 3.6: unterschiedliche Dämpfungskennwerte über die Eigenfrequenz verglichen [10]

#### 3.4.5. Anforderungen an die nichtlineare Dämpfung

Die nichtlineare Dämpfung wird beim Solver SOL 129 verwendet.

Die Dämpfungsmechanismen unterscheiden sich von der linearen Berechnungsvariante folgendermaßen:

- Die plastische Verformung absorbiert Energie bei einem Be- und Entlastungsvorgang.
- Viskose Dämpfungselemente werden als linear betrachtet und als konstante Matrixterme mitgenommen.
- Materialdämpfung wird durch Eingabe vom *GE* Parameter im *MATi* Feld definiert, und für lineare und nicht lineare Lösungen gleichermaßen verwendet. Allerdings können sich die Auswirkungen des Parameters *GE* mit den Iterationsschritten mit verändern, da die Dämpfung immer nur auf den aktuellen Querschnitt bezogen wird.
- Eine Modale Dämpfung ist nicht vorgesehen.

### **3.5. Aufbau und Ablauf einer Modalanalyse**

Der erste Schritt in einer dynamischen Analyse ist die Bestimmung der Eigenfrequenzen und der Eigenformen, wobei die Dämpfung nicht berücksichtigt wird. Die Ergebnisse dieser Analyse beschreiben das grundlegende dynamische Verhalten einer Struktur und sind ein Indikator für das Verhalten bei dynamischer Belastung.

In NX 7.5 wird die Modalanalyse mit Sol 103 oder SEMODES 103 abgekürzt.

#### **3.5.1. Eigenformen und Eigenfrequenzen**

Die verformte Geometrie bei einer bestimmten Eigenfrequenz wird als Eigenform bezeichnet. Jede Eigenform ist mit einer Eigenfrequenz verknüpft und ist abhängig von den Randbedingungen und den mechanischen Eigenschaften der Struktur. Wenn sich die mechanischen Eigenschaften (z.B. Steifigkeiten) verändern, verändern sich die Eigenfrequenzen, die Eigenformen bleiben jedoch dieselben. Wenn sich aber die Randbedingungen (Einspannstellen, usw.) ändern, dann ändern sich Eigenformen und –frequenzen. Einige exemplarische Biegeeigenformen werden in Abb. 3.7 dargestellt.

Die Berechnung dieser Eigenfrequenzen und –formen erfolgt durch das Lösen des Eigenwertproblems. Die Ergebnisse sind reelle Zahlenwerte, da die Dämpfung nicht mitberücksichtigt wird, ansonsten wäre das Ergebnis komplex.

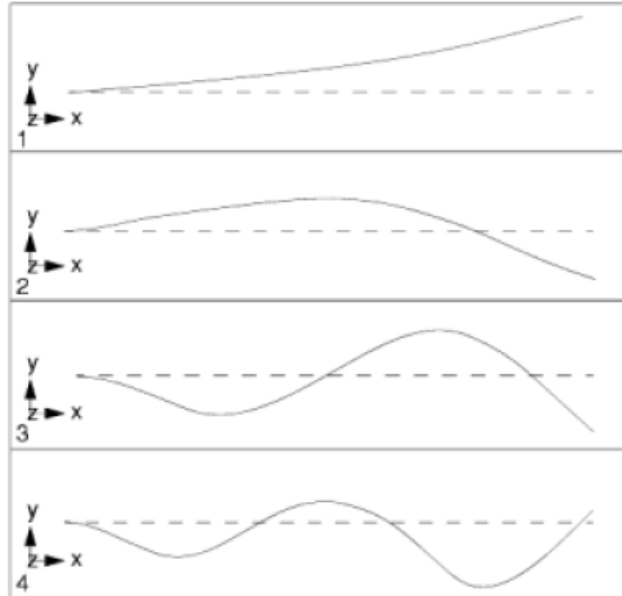


Abb. 3.7: Vier Eigenformen eines Kragträgers [10]

### 3.5.2. Eigenwertproblem

Die Berechnung der Bewegungsgleichung für Eigenfrequenzen und Eigenformen bedarf einer speziellen reduzierten Form der Bewegungsgleichungen [9]. Diese reduziert sich für ungedämpfte, freie Schwingungen auf folgende Form:

$$M\ddot{u} + Ku = 0 \quad \text{Glg. 3-17}$$

Mit dem Lösungsansatz:

$$u = \Phi * \sin(\omega t) = \Phi * e^{i\omega t} \text{ und mit } i = \sqrt{-1} \quad \text{Glg. 3-18}$$

Eingesetzt in die reduzierte Bewegungsgleichung liefert ein reelles Eigenwertproblem, wobei im Allgemeinen gilt, dass  $e^{i\omega t} \neq 0$  ist.

$$(-\lambda M + K)\Phi = 0 \text{ und mit } \lambda = \omega^2 \quad \text{Glg. 3-19}$$

Daraus ergibt sich die charakteristische Gleichung:

$$\det(K - \lambda M) = 0 \quad \text{Glg. 3-20}$$



### 3 Grundlagen der Finite Elemente Methode

Diese Gleichung wird auch als nichttriviale Lösung bezeichnet. Die verwendeten mathematischen Operatoren werden wie folgt bezeichnet.

$\lambda_i$	Eigenwerte
$\omega_i = \sqrt{\omega_i}$	Eigenkreisfrequenzen
$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}$	Eigenfrequenzen
$\Phi_i$	Eigenvektoren/Eigenmoden

Anschließend werden die Eigenvektoren normiert, um „ähnliche“ Eigenmoden zu vermeiden wird das System auch orthogonalisiert.

$$\Phi_i^T * M * \Phi_i = 1$$

**Glg. 3-21**

### 3.6. Response Analyse

Eine Response Analyse ermöglicht die Prüfung der dynamischen Antworten eines Strukturmodells, wobei das Modell verschiedenen Lastfällen unterworfen werden kann. Da bei der Modalanalyse noch keine Dämpfung berücksichtigt wird, muss dies zu einem späteren Zeitpunkt erfolgen. Dazu wird das physische Modell auf ein modal reduziertes Modell übergeführt. Aus diesen modal reduzierten Modellen werden dann Verschiebungen berechnet, in denen Beschleunigungseffekte an die statischen Lösungen angefügt werden. Dazu zählen auch Dämpfungsterme die, egal wo sie Eingegeben werden, in eine viskose Dämpfung umgerechnet werden. Als nächstes werden ein oder mehrere Anregungen definiert, welche mittels fiktiver Beschleunigungssensoren oder Dehnmessstreifen (DMS) ausgewertet werden können. Dies ist vor allem dann sinnvoll, wenn an einer realen Struktur eben solche Messmittel angebracht werden sollen. So können die Ergebnisse direkt miteinander verglichen werden, was das Ganze übersichtlicher macht. Diese Vorgehensweise wird in Abb. 3.8 gezeigt.

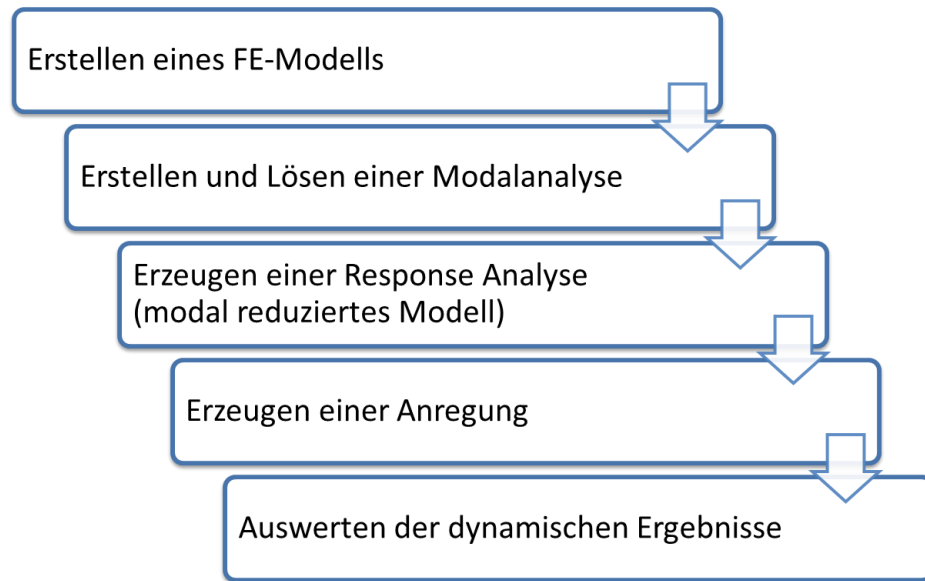


Abb. 3.8: Workflow einer Response Analyse

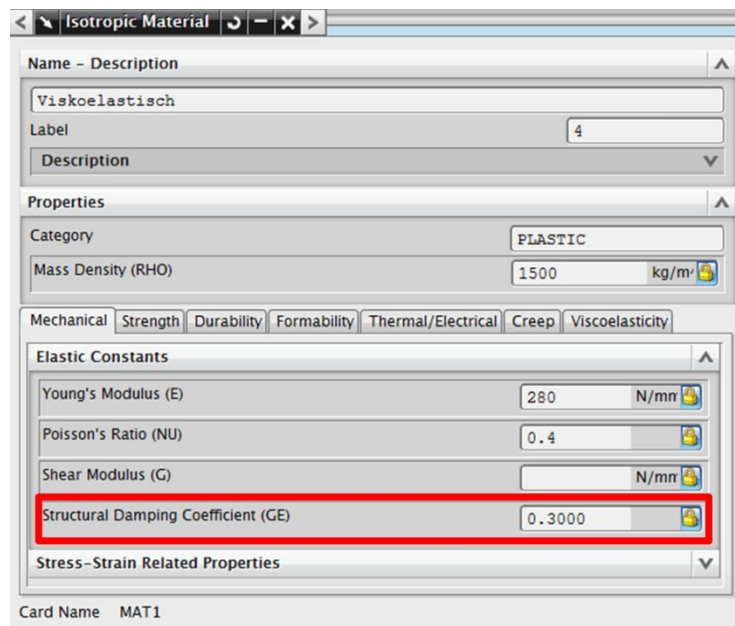
### 3.7. Möglichkeiten zur Berücksichtigung der Dämpfung in einer Response Analyse

Wie schon in den vorigen Kapiteln erwähnt, gibt es eine Unmenge an Arten wie man Dämpfung bestimmen und in einer Simulation definieren kann. Hier wird jedoch ausschließlich die Verwendung für eine Response Analyse gezeigt. Zusätzlich ist noch zu erwähnen, dass alle Arten der Dämpfung additiv sind, d.h. dass auf mehrere Arten oder an mehreren Stellen Dämpfungsverhalten definiert werden kann und sich diese Effekte dann überlagern.

#### 3.7.1. Eingabe in der Materialdefinition

Die Eingabe des Dämpfungsparameters GE erfolgt direkt in der Materialdefinitions Karte und ist für jedes Element, welches diese Materialdefinition besitzt, gültig. Dieser Wert besitzt allerdings den Nachteil, dass er wie eine Konstante behandelt wird, es also keine Frequenzabhängigkeit gibt. Dieser Umstand entspricht natürlich nicht dem realen Verhalten, kann aber über einen eingeschränkten Frequenzbereich sehr wohl verwendet werden, da sich dort die Dämpfungscharakteristik nur unwesentlich ändert. Eine Temperaturabhängigkeit kann sehr wohl implementiert werden, wurde aber im Zuge dieser Diplomarbeit nicht simuliert.

### 3 Grundlagen der Finite Elemente Methode



**Abb. 3.9: Definition des Parameters GE in NX 7.5**

Definiert ist dieser Dämpfungswert als zweifache kritische Dämpfung, d.h. dieser Wert entspricht dem doppelten Wert des Lehr'schen Dämpfungsmaßes in Prozent, was wiederum dem Verlustfaktor entspricht.

$$GE = 2 * \vartheta = \frac{\delta}{2\pi f_0} 2 = \chi$$

**Glg. 3-22**

Beträgt das Lehr'sche Dämpfungsmaß den Wert eins, so liegt kritische Dämpfung vor, für den Faktor GE bedeutet dies den Wert zwei. Kritische Dämpfung bedeutet dass eine freie Schwingung nach Ende einer Anregung sich ohne einen Nulldurchgang der Ruhelage asymptotisch annähert. Ist der Dämpfungswert unterkritisch, also kleiner als die kritische Dämpfung, so kommt es zumindest zu einem Überschwingen über den Nulldurchgang. Bei überkritischer Dämpfung nähert sich die Schwingung erst im Unendlichen der Ruhelage, man spricht hier auch von Kriechen (Abb. 3.10).

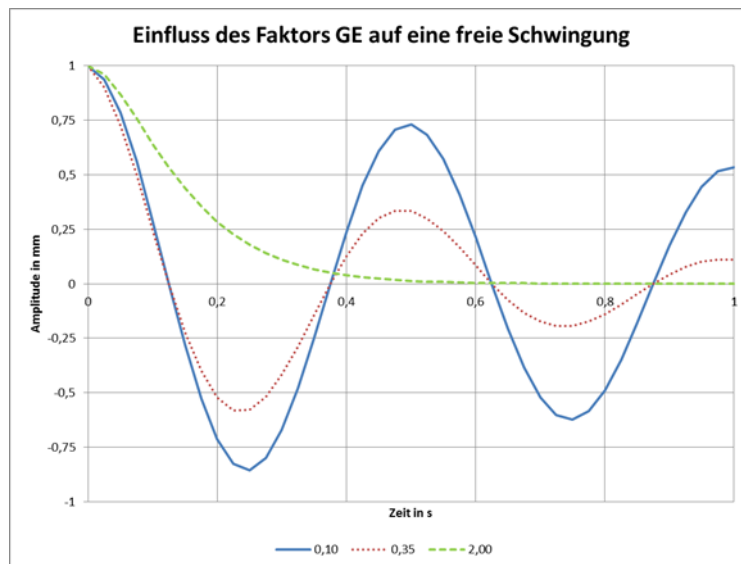


Abb. 3.10: Einfluss des Faktors GE auf eine freie Schwingung

#### 3.7.2. Eingabe im Laminat Modeller

Baut man die Struktur als 2D FE-Modell auf, kann man dies vereinfacht auch mit nur einer Schicht bewerkstelligen. Dazu muss man allerdings mit Hilfe des so genannten „Laminat Modeller“ den Schichtaufbau definieren. Das Problem bei dieser Eingabe ist das Ausgabeformat (engl. „Output Format“) der physikalischen Eigenschaften eines solchen 2D Netzes. Diese Ausgabeformate unterstützen nämlich den Parameter  $GE$  nicht, weshalb man für das gesamte Laminat einen Dämpfungsfaktor definieren muss. Dieser Dämpfungsfaktor entspricht dem globalen Dämpfungsparameter  $G$ , welcher für das gesamte Laminat gilt.

Berechnet wird dieser Parameter  $G$  auf die gleiche Art, wie unter Kapitel 3.7.1 für den Parameter  $GE$  beschrieben.

### 3 Grundlagen der Finite Elemente Methode

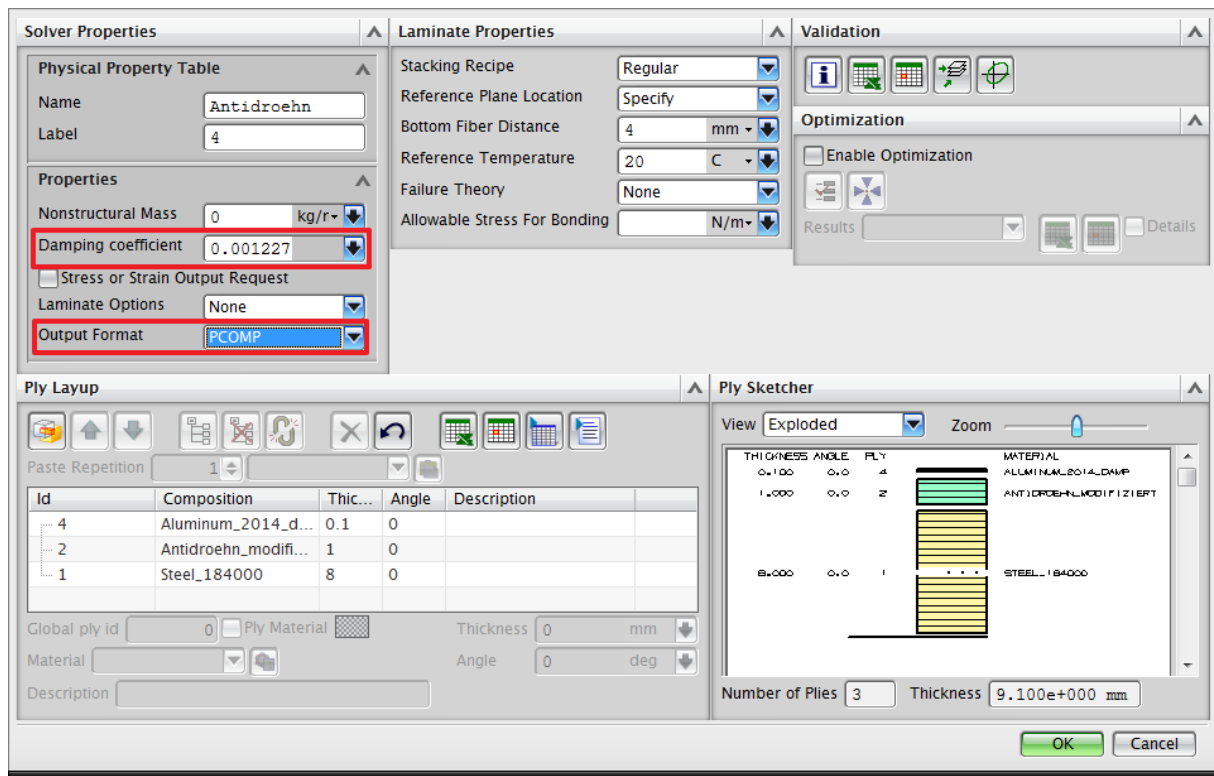


Abb. 3.11: Dämpfung im Laminat Modeller in NX 7.5

#### 3.7.3. Eingabe als modale Dämpfung

Nach der Modalanalyse, die für jede Response Analyse Voraussetzung ist, kann auch für jede einzelne Eigenfrequenz ein Dämpfungswert definiert werden. Eine solche Art der Dämpfung nennt man modale Dämpfung. Allerdings gilt der Wert dann für die Gesamtstruktur und nicht nur für ein lokales FE-Element. Dabei besteht die Möglichkeit zwischen Viskoser- und Strukturdämpfung zu unterscheiden. Exemplarisch wurden in Abb. 3.12 eine Modaldämpfung eingestellt, der Einfluss auf die Eigenfrequenz ist sofort ersichtlich. In der vorliegenden Diplomarbeit wurde aber mit wesentlich niedrigeren Werten gerechnet.

# Mode	Frequency	Damped Frequency	%Viscous	%Hysteretic	%X_Mass	%Y_Mass	%Z_Mass	Mass	Stiffness
* 1	5.668e+001	5.654e+001	0.00000	10.00000	0.00001	0.00000	52.23674	1.000e+000	1.268e+005
* 2	3.016e+002	3.012e+002	0.00000	10.00000	0.00000	51.39323	0.00000	1.000e+000	3.590e+006
* 3	3.943e+002	3.933e+002	0.00000	10.00000	0.04108	0.00000	13.31759	1.000e+000	6.138e+006
* 4	6.787e+002	6.773e+002	0.00000	10.00000	0.00000	0.13734	0.00000	1.000e+000	1.818e+007
* 5	1.061e+003	1.052e+003	10.00000	0.00000	0.01882	0.00000	4.33967	1.000e+000	4.442e+007
* 6	1.913e+003	1.903e+003	10.00000	0.00000	0.00000	13.12348	0.00000	1.000e+000	1.444e+008
* 7	2.002e+003	1.987e+003	10.00000	0.00000	0.38977	0.00000	2.24149	1.000e+000	1.582e+008
* 8	2.074e+003	2.061e+003	10.00000	0.00000	0.00000	1.45104	0.00000	1.000e+000	1.699e+008

Abb. 3.12: Modale Dämpfung und deren Einfluss auf die Frequenz in NX 7.5

### 3.7.4. Eingabe durch Berechnung der Rayleigh Dämpfung

Hierbei wird eine viskose Dämpfung aus einem zwei-Parameter-Modell berechnet, womit es für alle Frequenzen einen definierten Dämpfungswert gibt. Das Besondere an dieser Berechnungsmethode ist, dass sie eigentlich keinen physikalischen Hintergrund hat, aber sehr gut mit dem realen dynamischen Verhalten einer Struktur übereinstimmt. Bei einer Response Analyse in NX 7.5 wird dieses Dämpfungsmodell allerdings auch nach der Modalanalyse definiert und gilt für das Gesamtsystem. Könnte man jedem Werkstoff ein Rayleigh Dämpfungsmodell hinterlegen hätte diese Variante das größte Potential um das viskoelastische Verhalten frequenzabhängig abzubilden.

Es wird eine Dämpfungsmatrix nach folgendem Zusammenhang gebildet.

$$[B] = \alpha[K] + \beta[M]$$

**Glg. 3-23**

Wobei  $\alpha$  und  $\beta$  reine skalare Faktoren sind welche mit der Steifigkeits- und Massenmatrix multipliziert werden. Bestimmen kann man sie indem man bei zwei verschiedenen Frequenzen die Lehr'sche Dämpfung misst [9].

$$\vartheta_i = \frac{\alpha_i}{2\omega_i} + \frac{\beta_i\omega_i}{2}$$

**Glg. 3-24**

## **4. Ermittlung geeigneter Berechnungsmodelle**

Ausgehend von einer Recherche zum Thema Dämpfung, ergibt sich als Möglichkeit zur Schwingungsreduktion die Beschichtung durch viskoelastische Werkstoffe. Aufbauend auf dieser Voraussetzung werden die benötigten Berechnungsmodelle ermittelt.

### **4.1. RKU Methode**

Als Grundlage für einen analytischen Ansatz zeigt sich die RKU Methode als geeignetes Hilfsmittel zur Beschreibung des Dämpfungsverhaltens. Allerdings sind diese Berechnungen auf ebene Querschnitte beschränkt und bieten somit im besten Fall eine Alternative zu aufwendigeren Berechnungsmodellen. Es besteht jedoch die Möglichkeit ein anderes Modell durch diese Berechnungsmethode zu verifizieren oder zu vergleichen.

Die mathematischen Ansätze wurden bereits im Kapitel 2.7.2 erklärt.

Fehlende Parameter für die Anwendung dieser Berechnungen sind sowohl Steifigkeitskennwerte, als auch Dämpfungskennwerte, die erst mit Hilfe von geeigneten Versuchen ermittelt werden können.

### **4.1. Finite Elemente Modelle**

Diese Art der Berechnung ist in den meisten Fällen der Ingenieursanwendungen das Maß der Dinge. Es bietet sowohl den großen Vorteil der raschen Untersuchung von komplizierten Aufgabenstellungen, als auch die Möglichkeit sehr detaillierte Probleme numerisch zu lösen.

Bei näherer Betrachtung zeigen sich 1d Elemente für unsere Zwecke als nicht geeignet um einen Werkstoffverbund zu modellieren. Da sie zwar unterschiedliche Querschnitte zur Verfügung stellen, jedoch keinen Schichtaufbau zulassen.

2d Elemente besitzen hierzu ein höheres Potential, durch die zusätzliche Beschichtung und das viskoelastische Materialverhalten stößt aber auch dieses Modell auf Probleme, welche hier genauer beschrieben werden.

### 4.1.1. 2d Elemente Modell

Ausgehend von den Anwendungen solcher Elemente, bringt eine äußere Belastung eine Verformung mit sich, die im folgenden Bild dargestellt ist.

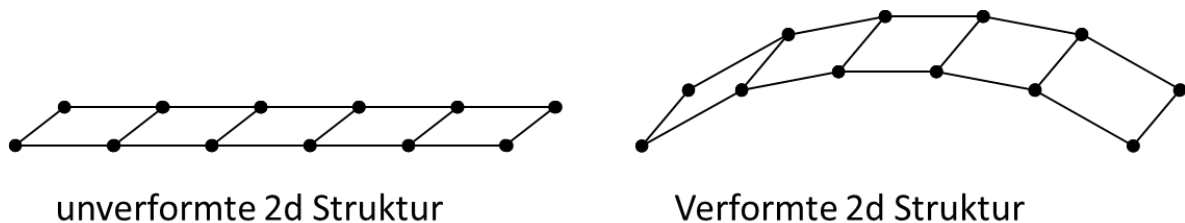


Abb. 4.1: verformtes 2d Elemente Modell

Da bei einer Beschichtung, mittels Constrained Layer, mehrere Schichten aufgetragen werden, resultiert bei der gleichen Belastung auch ein ähnliches Verformungsverhalten. Jedoch zeigt sich hier, dass nur durch ein Offset, kein viskoelastisches Materialverhalten dargestellt werden kann. Die Schichten besitzen zwar den richtigen Abstand zueinander, werden allerdings auf eine gemeinsame Bezugsfläche als homogenes Schalenmodell reduziert. Wird einem 2d Schalenmodell ein Schichtaufbau mittels laminarem Aufbau zugewiesen, so werden diese Schichten Intern in ein homogenes Schalenelement nach der klassischen Laminattheorie umgerechnet.

Die klassische Laminattheorie begründet sich auf drei Annahmen:

1. Das Laminat besteht aus perfekt miteinander verbundenen Schichten.
2. Diese Schichten sind unendlich dünn und können sich zueinander nicht Schubverzerren, d.h. die Dehnungen sind am Rand des Laminates in Dickenrichtung immer gleich groß.
3. Und der Verlauf der Dehnungen ist in Dickenrichtung linear.

Punkt 1 kann von unserem Modell noch erfüllt werden. In Punkt 2 zeigt sich jedoch, dass es in der viskoelastischen Zwischenschicht zu deutlichen Schubverzerrungen kommt, welche vor allem am Rand sehr deutlich zur Geltung kommen. Damit ist auch gegeben, dass die Dehnungen in Dickenrichtung keinen konstanten linearen Verlauf besitzen, sondern in der Zwischenschicht einen viel höheren Gradienten aufweisen.



## 4 Ermittlung geeigneter Berechnungsmodelle

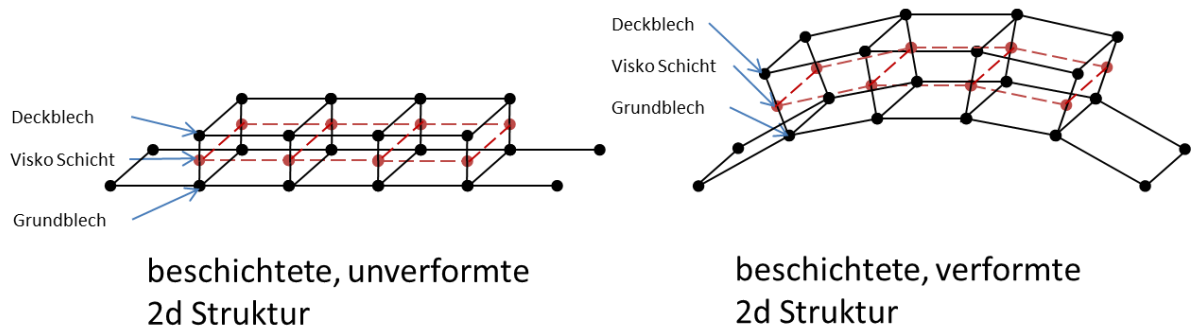


Abb. 4.2: beschichtetes, verformtes 2d Elemente Modell

### 4.1.2. 3d Elemente Modell

Aus den vorhin genannten Gründen wurde zur Simulation dieses speziellen Werkstoffverhaltens eine Modellierung durch dreidimensionale Elemente verwendet. Hierbei konnten auch die in der Literatur beschriebenen Verhaltensmuster der Viskoelastizität abgebildet werden. Vor allem die wichtige Schubverzerrung konnte abgebildet werden.

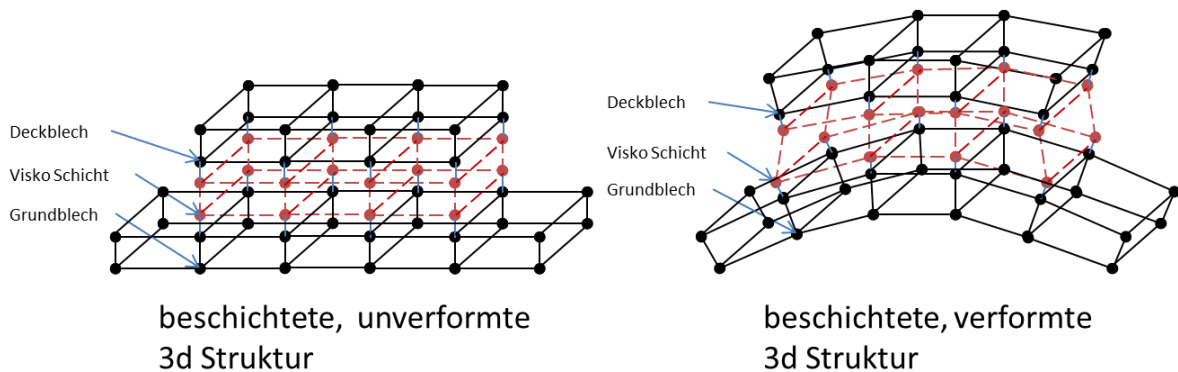


Abb. 4.3: verformtes 3d Elemente Modell

Die fehlenden Parameter für eine Simulation des dynamischen Verhaltens sind, wie auch bei der analytischen Methode, Steifigkeiten und Dämpfungskennwerte für das viskoelastische Material. Diese können jedoch aus Versuchen gewonnen werden.

## 4 Ermittlung geeigneter Berechnungsmodelle

### 4.1.3. 2d/3d Hybrid Modell

Da reine 2d Elemente das viskoelastische Materialverhalten nicht nachbilden können und reine 3d Elemente in der Modellierung, aufgrund der Modellgröße von praktischen Anwendungen, die Rechenzeit massiv erhöhen würden, wurde eine Lösung gesucht, die die Vorteile beider Varianten miteinander vereint.

Als eine Möglichkeit der Lösung hat sich ein 2d–3d-Hybrid Modell herausgestellt, bei dem das Grund- und Deckblech als 2d Schalenmodell und die dazwischen liegende Schicht als 3d Solid Modell erstellt wird. Dadurch konnten, mit nur geringen Abweichungen, dieselben Ergebnisse erzielt werden als jene die durch ein detaillierteres 3d Modell erreicht wurden.

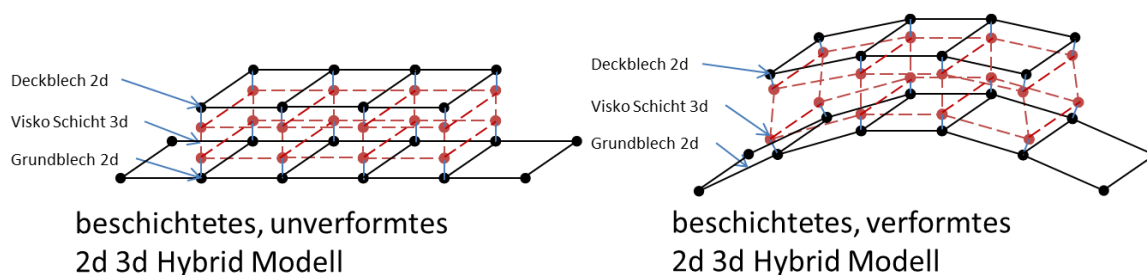


Abb. 4.4. verformtes 2d-3d-Hybris Modell

### 4.1.4. Modifiziertes 2d Elemente Modell

Eine weitere Lösungsvariante, zur Reduktion der Modellgröße, bietet das modifizierte 2d Elemente Modell. Es verhält sich zwar gleich wie das reine 2d Modell, allerdings mit dem Unterschied, dass die Materialeigenschaften aus dem 3d Modell abgeleitet sind. D.h. es wird die reale Durchbiegung ermittelt um das fiktive Flächenträgheitsmoment zu bestimmen, sowie eine Zugbelastung aufgebracht um den fiktiven Elastizitätsmodul zu ermitteln. Nach diesem Abgleich besitzt das 2d Modell dieselben Eigenschaften als ein dreischichtiges 3d Modell.

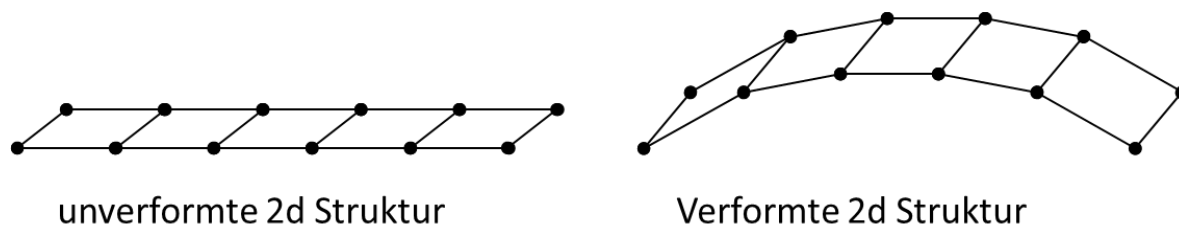


Abb. 4.5: modifiziertes 2d Elemente Modell

## 5. Versuche und Versuchsaufbau

Zur Ermittlung der Dämpfungseigenschaften von festen Werkstoffen sind mehrere Methoden bekannt, als einfachste Variante kann der sogenannte Ausschwingversuch verwendet werden [3]. Dieses Verfahren kann auch als Dämpfungsermittlung bei freien Schwingungen mit einem Freiheitsgrad bezeichnet werden.

Bei diesem Versuch wird ein Probenkörper an einem Ende fix eingespannt (Kragträger). Angeregt wird dieses schwingungsfähige System über einen Impulshammer, oder berührungslos mit einer harmonischen Anregung mittels Elektromagnet. Bei der Anregung durch einen Elektromagneten wird die benötigte Energie durch einen Leistungsverstärker erhöht. Mit Hilfe eines Funktionsgenerators kann sowohl das Signal der Anregung, als auch die Frequenz verändert werden. Der Nachteil dieser Ausschwingversuche ist, dass nur die Bauteildämpfung der gesamten Struktur gemessen werden kann.

Das Abklingverhalten einer solchen freien und gedämpften Schwingung kann entweder berührend, über einen Beschleunigungssensor, oder berührungsfrei, z.B. mit einem Laser-Doppler-Vibrometer aufgenommen werden. Der Beschleunigungssensor ist in seiner Montage sehr einfach wobei Beschleunigungen (abhängig von der Bauart) in allen drei Koordinatenrichtungen aufgenommen werden können. Allerdings wird durch die zusätzliche Masse das System „verstimmt“. Diese zusätzliche Masse muss bei einer Messung, wenn die Eigenmasse der Probe im Verhältnis zur Masse des Beschleunigungssensors klein ist, berücksichtigt werden. Als weiterer Nachteil kann die Dämpfung des Signalkabels des Messaufnehmers angesehen werden, die je nach Art des Kabels unterschiedlich ist. Beim Laser-Doppler-Vibrometer ist die Handhabung etwas komplizierter und setzt eine gute Zugänglichkeit zur Auswertestelle voraus, da das ausgesendete Signal reflektiert werden muss. Leider kann hierbei nur in eine Koordinatenrichtung gemessen werden was vor allem bei gekrümmten Oberflächen (z.B. bei Rohren mit kleinem Durchmesser) zu unangenehmen Abweichungen im Messsignal führen kann. Die berührungslose Messung steht dem, als großer Vorteil, gegenüber.

Bei einem weiteren Versuch werden Scherproben durch Vorgabe einer harmonischen Verformung belastet. Dieser Versuch ist zwar auf geringe Frequenzen beschränkt (Eigenerwärmung aufgrund der Frequenz und der großen Verformungsamplituden), kann jedoch eine Aussage über die Werkstoffeigenschaften geben.

## 5.1. Messaufbau und Probenvorbereitung

### 5.1.1. Kragträger

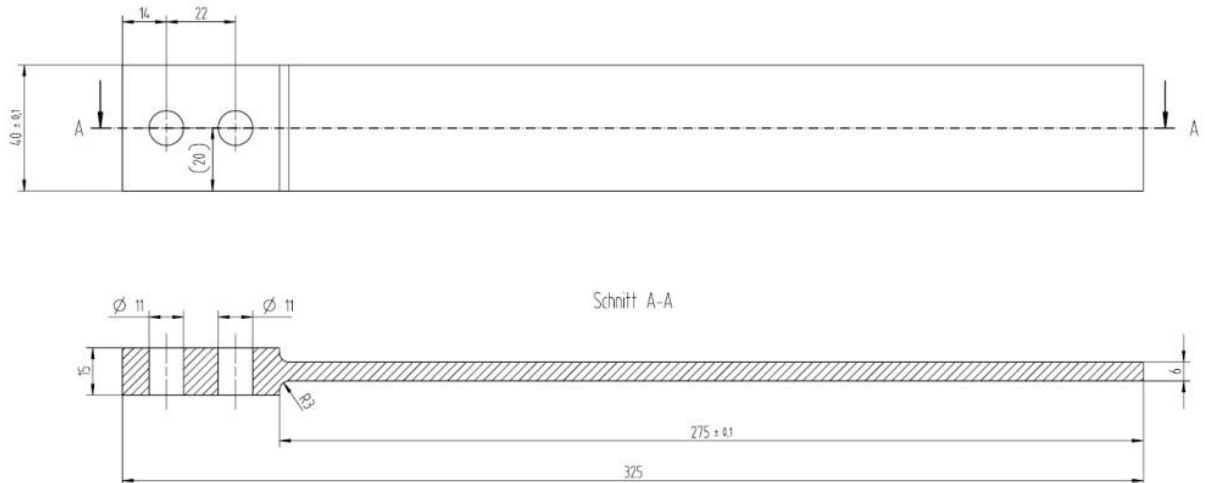


Abb. 5.1: Probengeometrie, Kragträger

Die Proben nach Abb. 5.1 werden auf einen massiven Metallgrundkörper aufgeschraubt und ausgerichtet. Durch eine definierte Auflagefläche (Abb. 5.2) soll eine Dämpfung durch Mikroschlupf an der Einspannstelle möglichst vermieden werden. Der Querschnittsübergang der Einspannstelle zum Probenquerschnitt verhindert eine Beeinflussung durch Eigenspannungen als Folge der Schraubenkräfte.

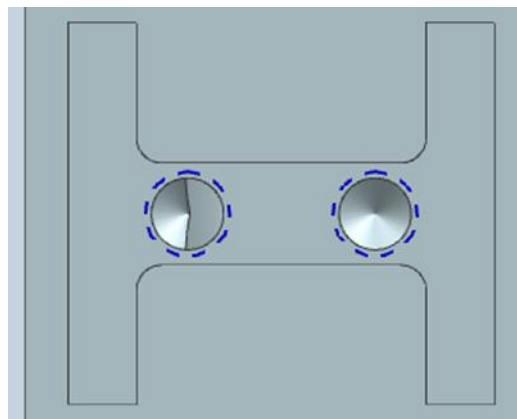


Abb. 5.2: Einspannstelle für Kragproben

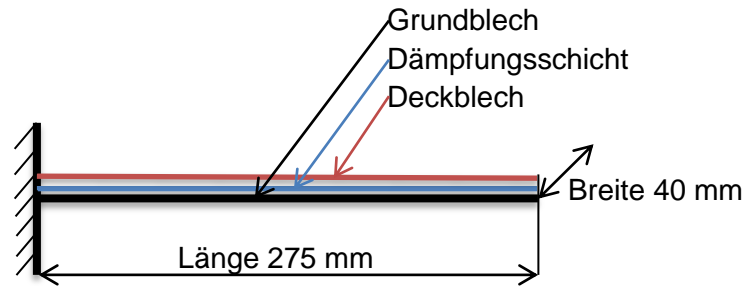


Abb. 5.3: Schichtaufbau, Kragträger

Auf das Grundblech der Probengeometrie wird laut Abb. 5.3 auf einer Seite ein viskoelastisches Material aufgetragen und mit einem Deckblech zu einem Blechverbund vereint. Diese Art der Beschichtung wird als Constrained Layer (CL) Beschichtung bezeichnet. Durch Parametervariation (Tab. 5.1) der Dicke der viskoelastischen Schicht und der Dicke des Deckblechs soll der Zusammenhang zwischen Schichtaufbau und dämpfenden Eigenschaften ermittelt werden.

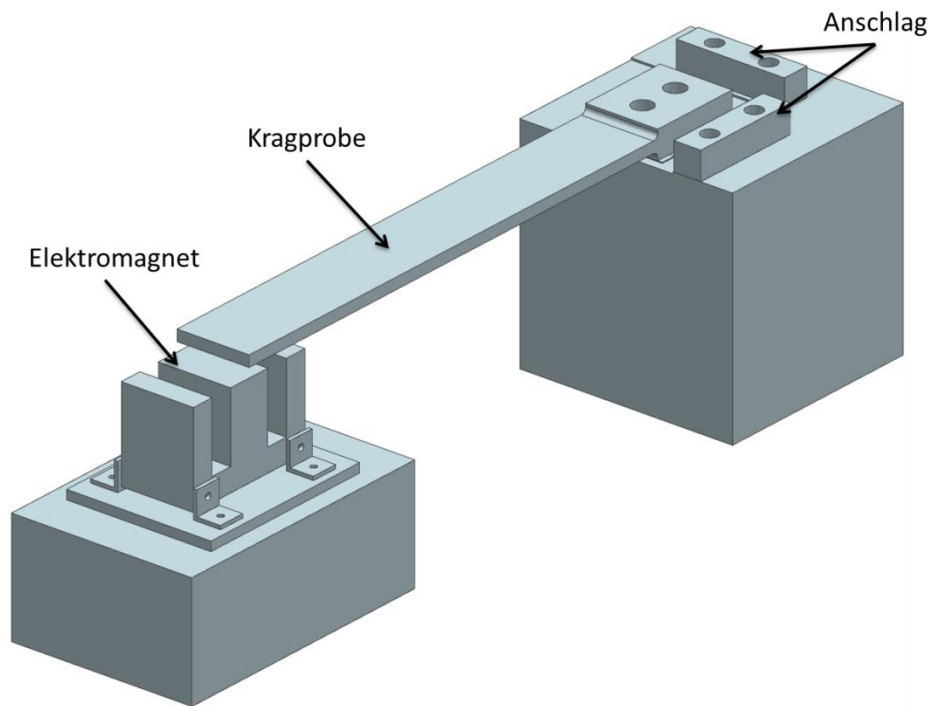
Deckblechstärke in mm	Stärke der Dämpfungsschicht in mm				
	0,5	0,5	1	1,5	2
0,75	0,5	1	1,5	2	3
1	0,5	1	1,5	2	3
1,5	0,5	1	1,5	2	3

Tab. 5.1: Parametervariation der Proben

Als Referenz wird eine blanke Probe (ohne zusätzliche Beschichtung) verwendet, damit auch das Dämpfungsverhalten einer „quasi“ ungedämpften Probe ermittelt werden kann. Hierbei werden zwei unterschiedliche Proben, eine aus S355 und eine aus S235, gegenübergestellt.

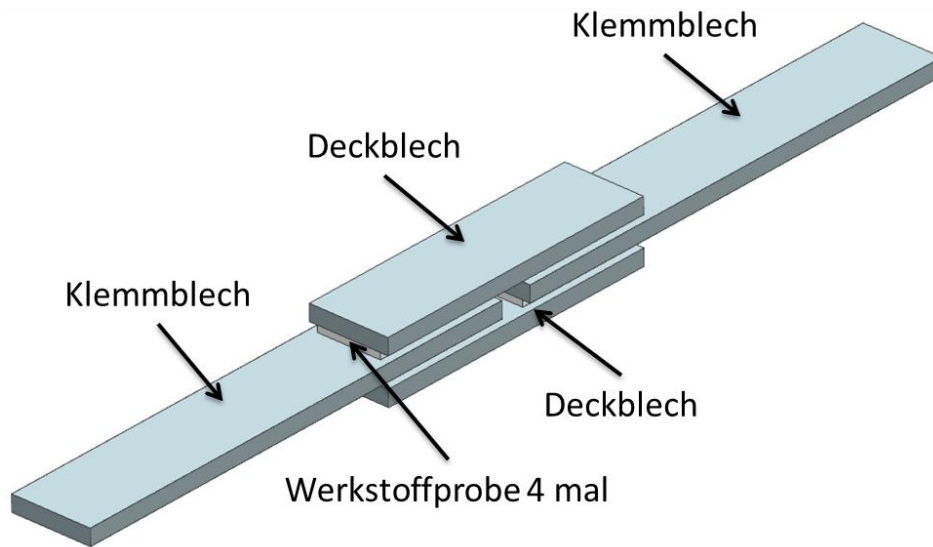
Für die dämpfende Zwischenschicht wurde das Produkt Baryskin® V60 der Firma IAC-Group verwendet. Dies ist ein auf Polyurethan (PUR) basierendes polymeres Material, mit hoher körperschalldämpfender Wirkung. Der Vorteil dieses Materials ist die vielseitige Verarbeitungsweise, die im Streich-, Spritz- oder Spachtelverfahren erfolgen kann, zusätzlich besitzt dieses Material sehr gute Klebeeigenschaften.

Bei der berührungslosen Anregung durch einen Elektromagneten, wird der Probenkörper in Schwingung versetzt (Abb. 5.4).



**Abb. 5.4: Messaufbau mit Elektromagnet**

### 5.1.2. Eigenschaftsermittlung durch Vorgabe harmonischer Verformung



**Abb. 5.5: Probengeometrie**

Die Probe (Abb. 5.5) besteht aus Klemmblech, Deckblech und dem zu prüfenden Werkstoff. Das Klemm- und Deckblech sind nur als Probenträger vorgesehen, wodurch die Probe auf reinen Schub beansprucht wird. Durch den symmetrischen Aufbau wird außerdem vermieden, dass die Probe auf Biegung belastet wird. Das Deckblech dient als Bindeglied zwischen den Werkstoffproben.

Mit diesen Proben wird die reine Werkstoffdämpfung der Werkstoffproben ermittelt.

Die Probenkörper werden auf einer Zug- Druck- Prüfmaschine geprüft. Dazu werden die beiden Klemmbleche in einer Vorrichtung verspannt. Um den aufgebrachten Kraftverlauf messen zu können, wird eine Kraftmessdose zwischen Vorrichtung und Prüfmaschine geschaltet. Die Verformung wird anhand einer optischen Messmethode ermittelt.

Neben dem Werkstoff der Firma IAC-Group wurden auch noch zwei weitere Materialien der Firma Sika, die Produkte Sikaflex 258 und Sikaflex 260, geprüft. Diese beiden Materialien basieren auf einem Einkomponenten Polyurethan Kleber.

## **5.2. Durchführung der Messungen**

### **5.2.1. Kragproben**

Bei diesen Proben wurden jeweils zwei verschiedene Versuche durchgeführt. Einerseits wurden die Probenkörper mit einem Impulshammer angeregt um die Eigenfrequenzen experimentell zu ermitteln. Andererseits wurden die aus dem ersten Versuch gewonnenen ersten Biegeeigenfrequenzen mittels Funktionsgenerator und Leistungsverstärker, als Anregung für einen Ausschwingversuch, verwendet.

Um die Frequenzabhängigkeit des Dämpfungswerkstoffes untersuchen zu können wurden die Proben mit Zusatzmassen versehen. Dies geschah in drei Abstufungen. Im ersten Fall wurde dabei nur durch eine Vorrichtung, welche zur Aufnahme von weiteren Zusatzmassen dient, die Masse erhöht. Im zweiten Fall wurde die Masse soweit erhöht bis die erste Eigenfrequenz bei 45 Hz lag. Im dritten Versuch wurden die Proben ohne zusätzliche Massen gemessen, wodurch sich die Eigenfrequenzen des eigentlichen Systems einstellten. Daraus ergeben sich sechs verschiedene Messungen je Probe.

Zum Detektieren des dynamischen Verhaltens bei den Ausschwingversuchen wurde ein Beschleunigungssensor eingesetzt der, 70 mm vom freien Ende nach innen, auf der Probe aufgeklebt wurde. Um alle Proben auf die gleiche Weise anzuregen, wurde bei den Versuchen mit dem Elektromagneten eine gemessene Beschleunigung von  $10 \text{ m/s}^2$  eingestellt. Daraus resultierte, dass bei Proben mit dickem Schichtaufbau ein höherer Energiebedarf, als bei jenen mit dünnem Schichtaufbau, zur Anregung benötigt wurde.



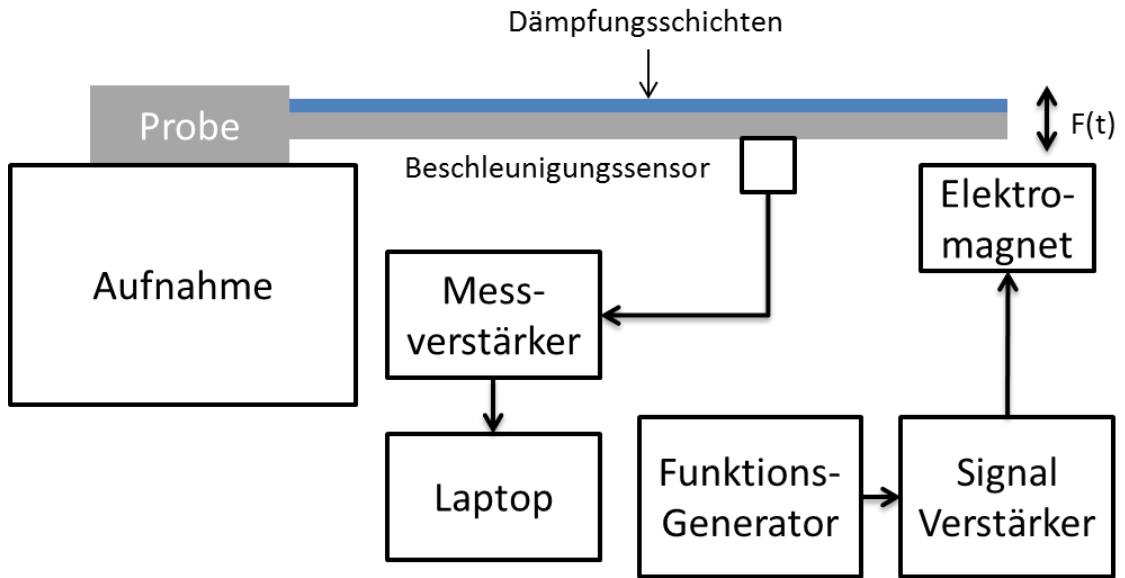


Abb. 5.6: schematischer Versuchsaufbau bei Kragproben

Als Ergebnis dieser Versuche erhält man Abklingkurven der Probengeometrien, woraus die Bauteildämpfung dieser Versuchsanordnungen ermittelt werden kann.

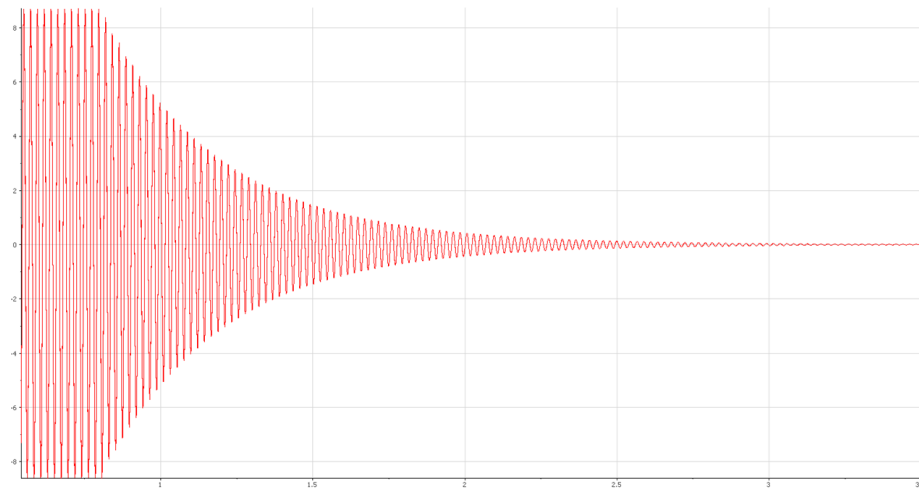


Abb. 5.7: Rohdaten einer exemplarischen Abklingkurve

## 5 Versuche und Versuchsaufbau



Abb. 5.8: Realer Versuchsaufbau

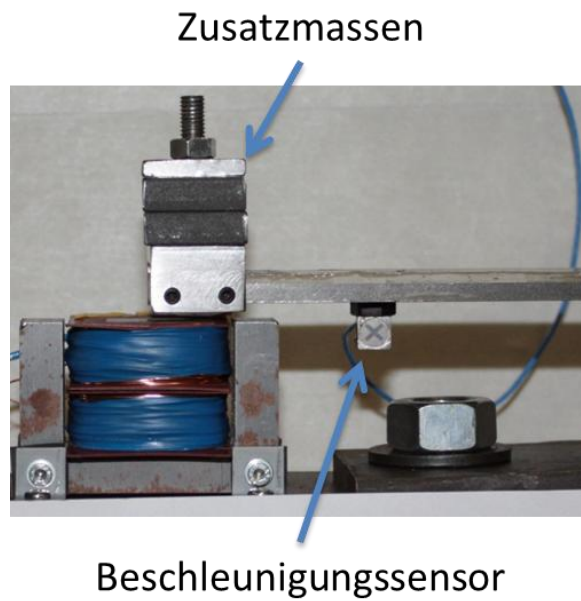


Abb. 5.9: Detail des realen Versuchsaufbaus

### 5.2.1. Eigenschaftsermittlung durch Vorgabe harmonischer Verformung

Bei diesem Versuch werden der zeitliche Verlauf von Kraft und Weg ermittelt. Die kombinierte Darstellung zeigt das Verhalten einer Hysterese, woraus die Werkstoffdämpfung bei dieser Belastung ermittelt wird. Zusätzlich können Steifigkeitskennwerte, in diesem Fall der Schubmodul, ermittelt werden. Da die Proben weggesteuert mit einer Zug- und Druckbelastung beaufschlagt werden, ist ein spielfreies Biegegelenk erforderlich, das zwischen Probe und Prüfmaschine sitzt. Damit wird verhindert, dass in die Proben eine zusätzliche Biegebelastung eingeleitet wird.

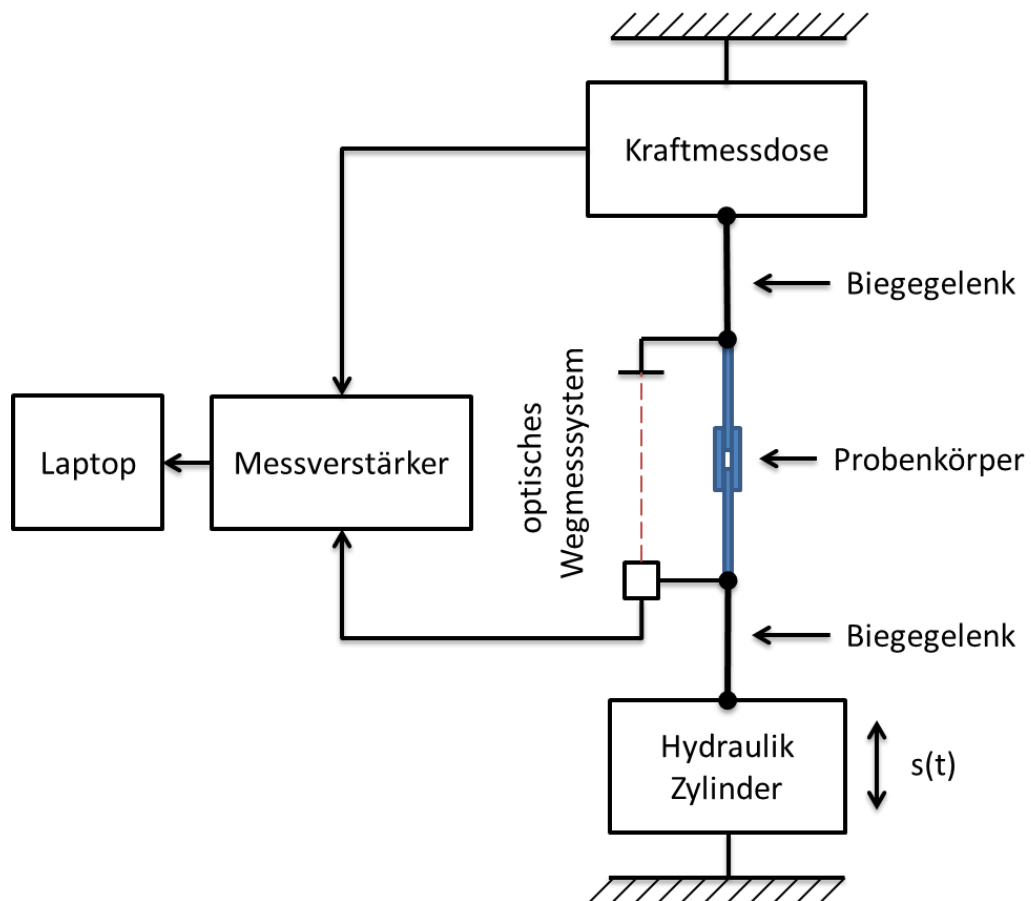


Abb. 5.10: Schematischer Versuchsaufbau der harmonischen Proben

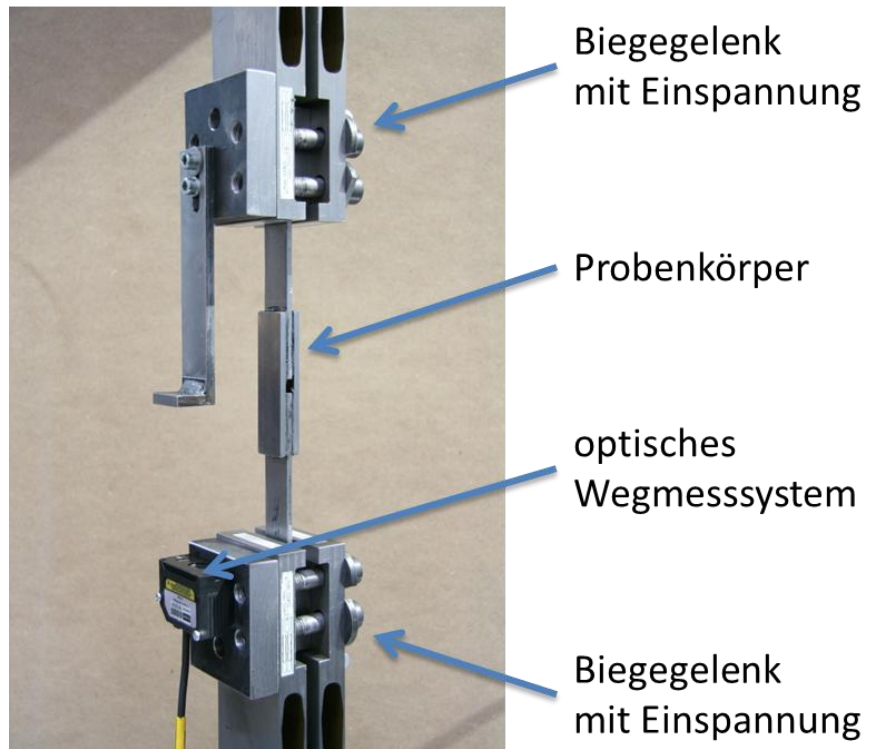


Abb. 5.11: realer Versuchsaufbau

## 6. Versuchsauswertung

Die im vorigen Kapitel beschriebenen Versuche liefern nur Rohdaten, d.h. es werden zeitabhängige Verläufe aufgezeichnet. Daraus kann noch keine qualitative Aussage über das Dämpfungsverhalten der untersuchten Proben getroffen werden, weshalb diese Daten erst aufbereitet und ausgewertet werden müssen.

Für diese Anforderungen gibt es viele verschiedene Softwarelösungen. Die folgende Grafik (Abb. 6.1) zeigt mit welchen Hilfsmitteln die Datenverarbeitung bei dieser Diplomarbeit bewältigt wurde.



Abb. 6.1: Abfolge der Datenanalyse

### 6.1. Signalverarbeitung

Das bei der Signalverarbeitung verwendete Softwarepaket LabVIEW bietet die Vorteile, dass für jeden Anwendungsfall eine geeignete Benutzeroberfläche definiert werden kann, womit die Handhabung der Messung vereinfacht wird.

### 6.2. Sichten der Daten

Die voran gegangene Signalverarbeitung stellt nun Rohdaten zur Verfügung, die allerdings nicht ohne weitere Betrachtung weiterverarbeitet werden können. Aus diesem Grund werden die Daten mit der Verarbeitungssoftware DIADEM gesichtet und im Anschluss daran in einem für MATLAB lesbaren Format abgespeichert.

### 6.3. Datenanalyse

Da bei solchen Messungen eine große Anzahl an Daten anfallen, war es hilfreich eine automatisierte Datenanalyse zu erstellen. Das Softwarepaket MATLAB stellt dafür eine sehr gute Oberfläche und Programmiersprache zur Verfügung.

#### 6.3.1. Ausschwingversuche

Als Eingangsgröße bekommt man aus dem Programm Diadem zwei Datenvektoren je Probe, einen Zeitvektor und einen zugehörigen Datenvektor. Als Ergebnis werden Dämpfungsparameter ermittelt, wozu verschiedene Arten der Ermittlung verwendet wurden.

Zu diesem Zweck wird zu Beginn das Signal gefiltert. Dadurch werden Störungen des Signals, die in einem höher frequenten Bereich liegen, sehr gut ausselektiert.

Im nächsten Schritt wird eine Frequenzanalyse durchgeführt, wodurch die Eigenfrequenzen ermittelt werden können.

Daraus folgend wird der Dämpfungsgrad über die so genannte Halbwertsbreitenermittlung bestimmt. Bei dieser Bewertung werden die Frequenzen die unter- und oberhalb der Resonanzfrequenz liegen, und jeweils eine um drei Dezibel niedrigere Schwingungsamplitude besitzen als jene der betrachteten Frequenz, ermittelt (Abb. 6.2). Der daraus gewonnene Dämpfungsgrad kann auch als Bauteildämpfung deklariert werden.

$$\vartheta = \frac{\Omega_o - \Omega_u}{2\omega_0}$$

**Glg. 6-1**

## 6 Versuchsauswertung

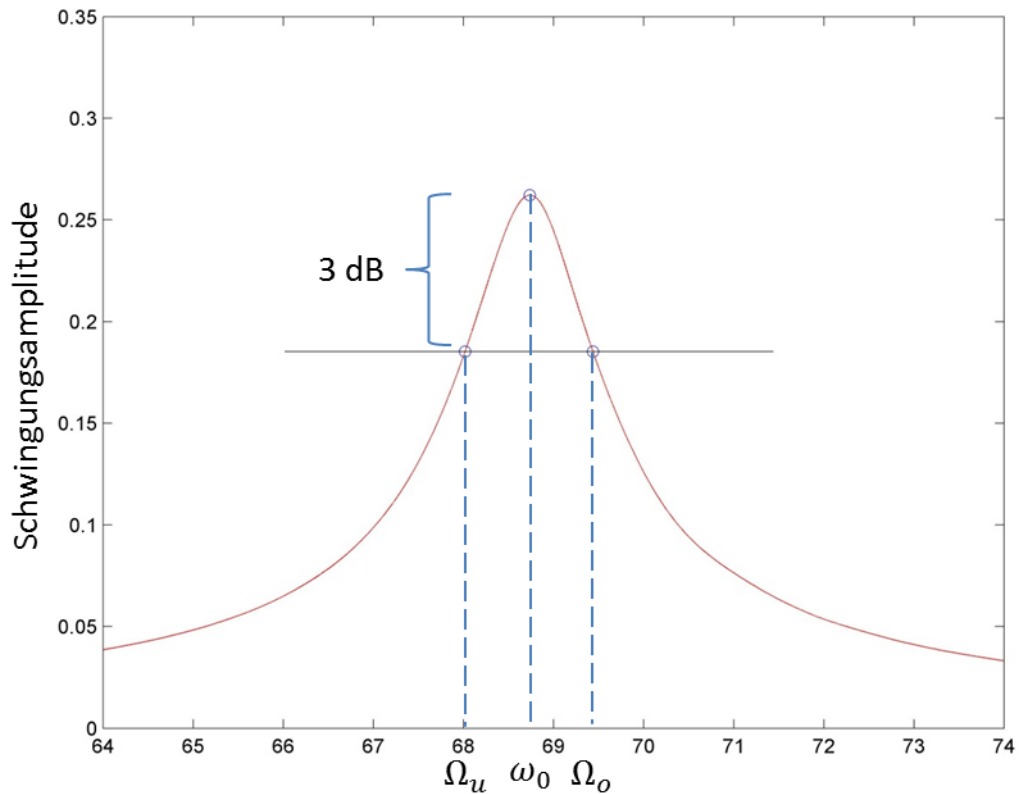


Abb. 6.2: Halbwertsbreitenermittlung mit 3 dB Absenkung

Als nächstes wird durch eine Regression, die einer Exponentialfunktion folgt, eine Hüllkurve an die Abklingkurve gelegt (Abb. 6.3). Die Koeffizienten dieser Abklingkurve stellen den Abklingkoeffizienten  $\delta$  und die Anfangsamplitude  $A$  dar. Zusätzlich gewinnt man die Erkenntnis ob es sich um eine lineare oder nicht lineare Dämpfung handelt. Weist die Abklingkurve in ihrem Verhalten einen abgeknickten Verlauf auf, der auch deutlich von der Regression abweicht, so handelt es sich um eine nichtlineare Dämpfung.

Bei den gesamten Messungen traten keine großen Nichtlinearitäten auf.

$$y(t) = A * e^{-\delta t}$$

Glg. 6-2

Daraus folgt:

$$\delta = -\frac{1}{t} \ln \frac{y(t)}{A}$$

Glg. 6-3

Die Umrechnung zwischen Abklingkoeffizient und Dämpfungsgrad ist durch folgenden Zusammenhang gegeben:

$$\vartheta = \frac{\delta}{\omega_0}$$

Glg. 6-4

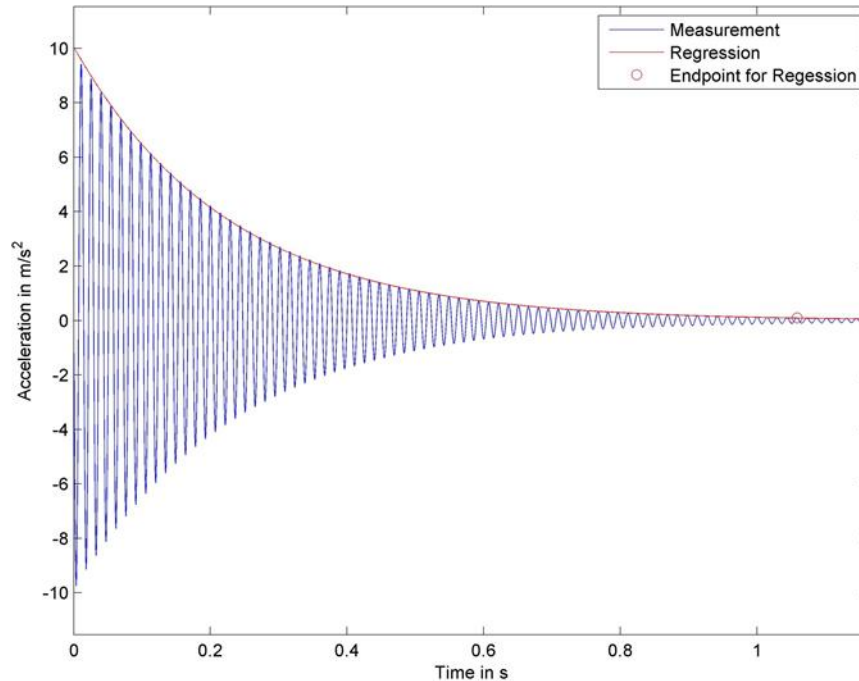


Abb. 6.3: Angelegte Hüllkurve an die Abklingkurve

### 6.3.2. Harmonisch verformte Proben

Bei den harmonisch verformten Proben werden, wie schon vorhin erwähnt, die zeitlichen Verläufe von Kraft und Weg überlagert. Diese Überlagerung stellt sich als eine geneigte Hysterese dar.

Mit Hilfe dieser ermittelten Hysterese kann nicht nur die Werkstoffdämpfung bestimmt werden, sondern auch, je nach Probenkörper, der E-Modul und der Schubmodul. Die eingeschlossene Fläche in dieser Hysterese stellt die Verlustarbeit je Schwingungsperiode dar. Setzt man diese Verlustarbeit ins Verhältnis mit einer Referenzarbeit, so ergibt sich daraus der Werkstoffverlustfaktor. Wie bereits in Kapitel 2.5 beschrieben.

Zusätzlich besteht aber auch die Möglichkeit aus dem Verlustwinkel  $\delta_G$  (Phasenverschiebung zwischen Kraft- und Weggröße) die Verlustarbeit  $W_S$  zu bestimmen.

$$W_S = \pi * \hat{F}_1 \hat{s} * \sin(\delta_G)$$

Glg. 6-5



## 6 Versuchsauswertung

Daraus ergibt sich der Verlustfaktor.

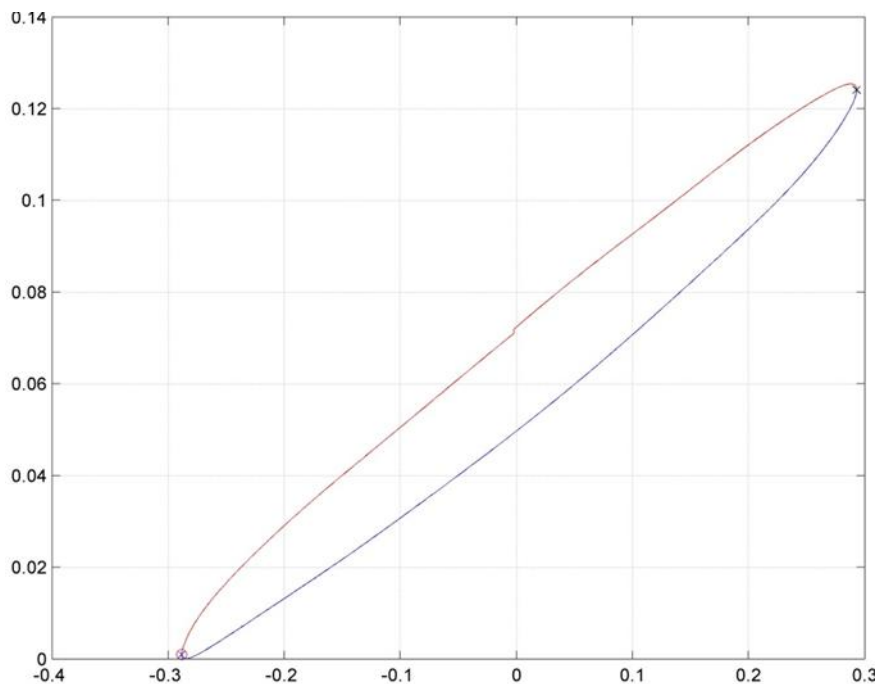
$$\chi_G = \tan(\delta_G)$$

**Glg. 6-6**

Es kann auch abhängig von der Probengeometrie der Schub- oder E-Modul bestimmt werden.

$$G = \frac{\hat{F}_1 L_0}{2 * A_0 \hat{s}}$$

**Glg. 6-7**



**Abb. 6.4: Eine in Matlab gemittelte Hysterese**

### 6.4. Analytische Berechnungsmethoden

Eine gut geeignete Methode um bei einfachen, ebenen Geometrien eine Dämpfung bestimmen zu können, liefert die RKU-Berechnungsmethodik. Diese Methode wurde bereits in Kapitel 2.7.2 näher beschrieben.

Allerdings setzt diese Methode voraus, dass Steifigkeiten und Verlustfaktoren für das Dämpfungsmaterial bereits bekannt sind. Da in diesem Fall die zu ermittelnde Größe die Werkstoffdämpfung ist, müssen die Gleichungen umgeformt werden. Mit Unterstützung der numerischen, mathematischen Software, ist es jedoch einfacher auf die Werkstoffdämpfung

## 6 Versuchsauswertung

iterativ zurück zu rechnen, bis die Ergebnisse der Bauteildämpfungen mit einem Referenzwert übereinstimmen.

Als Vergleichsbasis dienen dabei die ermittelten Bauteildämpfungen aus den Ausschwingversuchen.

Das Ergebnis welches man erhält ist der Verlustfaktor für das Dämpfungsmaterial bei gegebenem Schichtaufbau.

Durch die Anzahl an Messdaten wurde eine automatisierte Berechnung durchgeführt, deren Schema in Abb. 6.5 abgebildet ist.

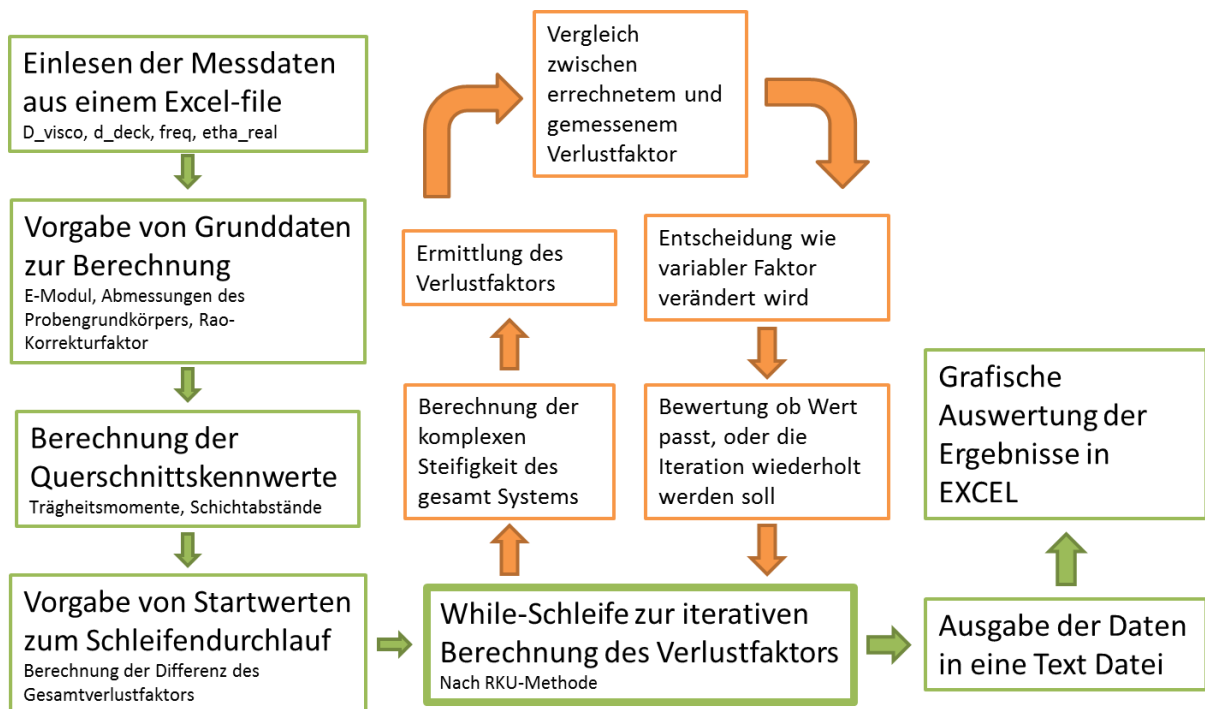


Abb. 6.5: Schema der automatisierten RKU Berechnungen

Im Anhang wird ein in Matlab geschriebenes Skript gezeigt, welches diese Zusammenhänge abarbeitet und die geforderten Ergebnisse liefert.

## 7. Modellbildung und Simulation

Ausgehend von den gewonnenen Erkenntnissen aus den Messungen an den Kragträgern, wurde eine so genannte Response Analyse durchgeführt. Einer solchen Berechnung liegt natürlich eine Vielzahl an Daten zu Grunde, welche messtechnisch nicht alle erfasst wurden, und deshalb aus der Literatur entnommen wurden. Als Basiswerk hierfür diene, wie schon eingangs erwähnt, das Buch „Viscoelastic Vibration Damping“ [2] von David Jones.

Um die große Menge an verschiedenen Schichtaufbauten bearbeiten zu können, wurde mit Hilfe eines NX Journal ein Skript programmiert, bei dem die verschiedenen Parameter variiert werden können.

### 7.1. Aufbau einer Simulation in NX 7.5

Das Preprocessing besteht grundsätzlich aus vier Ebenen die in einer Navigationsleiste dargestellt werden.

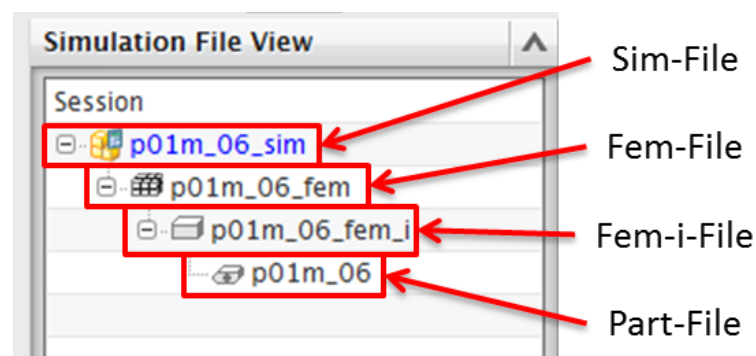


Abb. 7.1: Navigationsbereich für die Simulationsebene in NX 7.5

Als Basis dient hierbei ein Bauteil, auch Part-File genannt, in welchem die Geometrie dargestellt ist. Als eigentliche Basis der Simulation kann das Fem-i-File gezählt werden, dabei handelt es sich auch um ein Part-File, bei dem die Geometrie für die Simulation noch verändert werden kann. Diese Ebene dient als Grundlage für das darauf folgende Fem-File, in dem das Bauteil diskretisiert wird und ihm mechanische Eigenschaften zuweist. Im abschließenden Sim-File werden die Randbedingungen und die zu verwendende Lösung festgelegt.

## 7.2. Erstellen des FE-Modells

Bei der Erstellung der FE-Modelle (siehe Abb. 7.2) wurden Volumen Elemente verwendet, da sich die Größe des Berechnungsmodelles in Grenzen hält (hier: 1257 Knoten und 701 Elemente), und sich die Schubverzerrungen besser darstellen lassen.

Die mittlere (hier gelb dargestellt) Schicht stellt das viskoelastische Material dar, welches hier in einer Constrained Layer Anordnung aufgebracht ist.

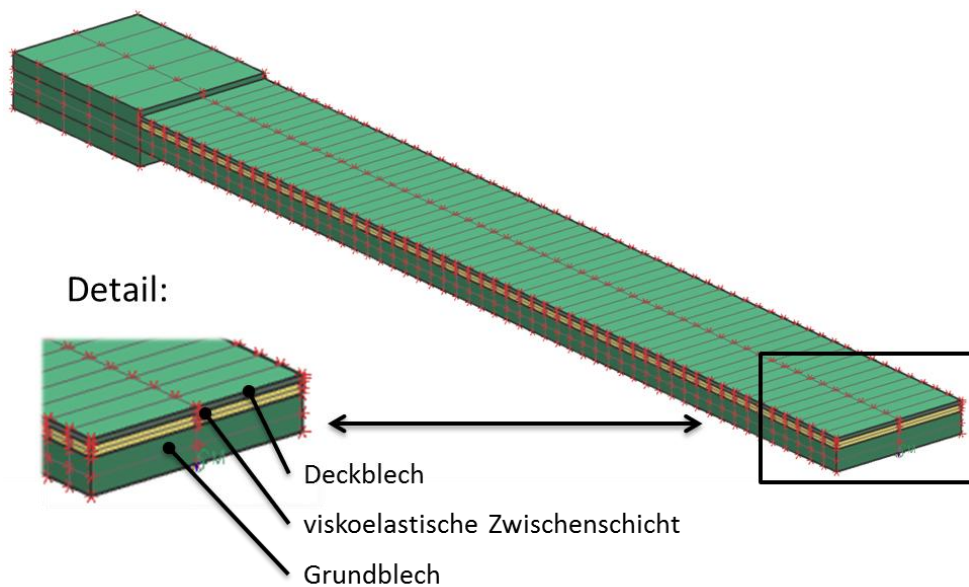


Abb. 7.2: Beispiel eines verwendeten FE-Modells eines Kragträgers in NX 7.5

Um etwaige Frequenzabhängigkeit der Dämpfung ausschließen zu können, wurden die Proben mit Zusatzmassen soweit „verstimmt“, sodass der Vergleich der unterschiedlichen Schichtaufbauten bei 45 Hz durchgeführt werden konnte. Für die Simulation mussten deshalb zwei verschiedenen Modelle erstellt werden, eines mit zusätzlicher Masse und eines ohne. Die Zusatzmasse im FE-Modell wurde durch eine Punktmasse am Kragträger idealisiert.

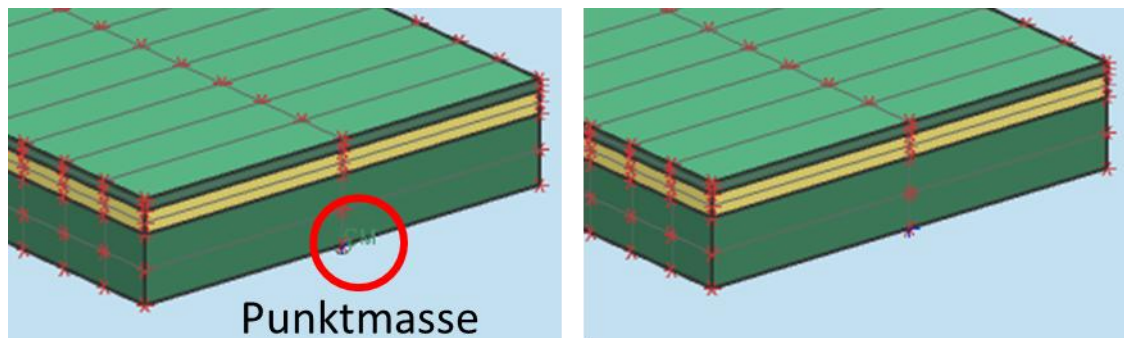


Abb. 7.3: FE-Modell mit und ohne Punktmasse in NX 7.5

Sowohl für das Grund- und Deckblech, welches aus Stahl besteht, als auch für die viskoelastische Zwischenschicht, wurde ein isotropes Materialmodell gewählt. In Abb. 7.4 ist exemplarisch eine Materialdefinitionskarte MAT1 (für isotropes Material) dargestellt. Daraus ersichtlich sind die Eingabewerte, wie Dichte (engl. Mass Density), Elastizitätsmodul (engl. Young's Modulus), Querkontraktionszahl (engl. Poissons's Ratio), Schubmodul (engl. Shear Modulus) und Materialdämpfungskennwert (engl. Structural Damping Coefficient). Der wichtigste, in der Diplomarbeit verwendete, Parameter war hier der Materialdämpfungskennwert, welcher in Kapitel 3.6 genauer erklärt wird. Dieser wurde aber nur für das viskoelastische Material angegeben, obwohl auch Stahl eine Materialdämpfung besitzt. Diese ist aber wesentlich geringer als jene des Dämpfungsmaterials, daher ist der Einfluss auf das Gesamtsystem zu vernachlässigen.

Die auch bereitgestellte Eingabemöglichkeit der Viskoelastizität (engl. Viscoelasticity), ist in diesem Fall allerdings nicht zu verwenden, da NX 7.5 diese Eingabe nicht verarbeiten kann. Es kann das FE-Modell lediglich an einen anderen Solver als NASTRAN übergeben werden, wo mit Viskoelastizität direkt gerechnet werden kann.

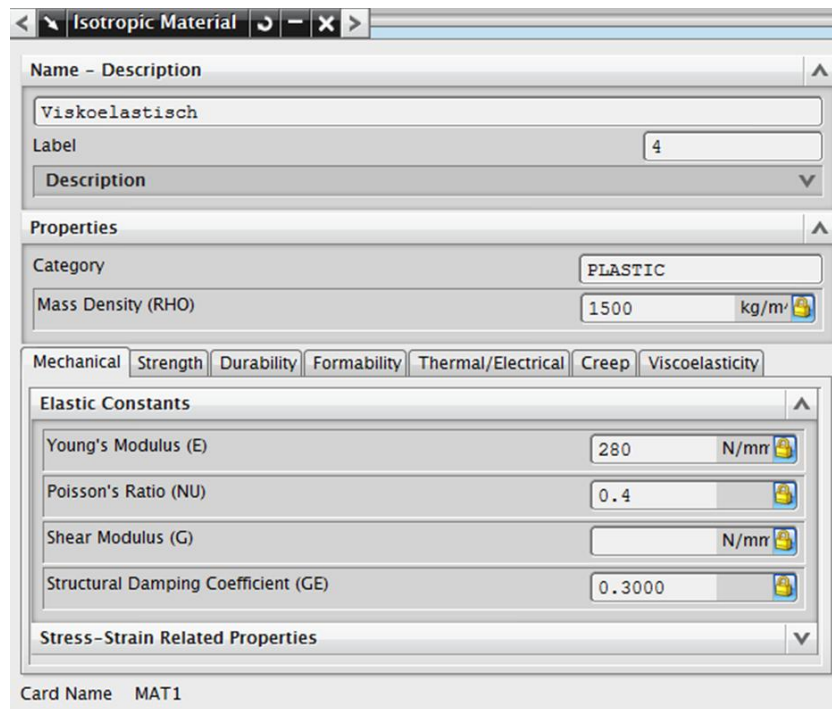
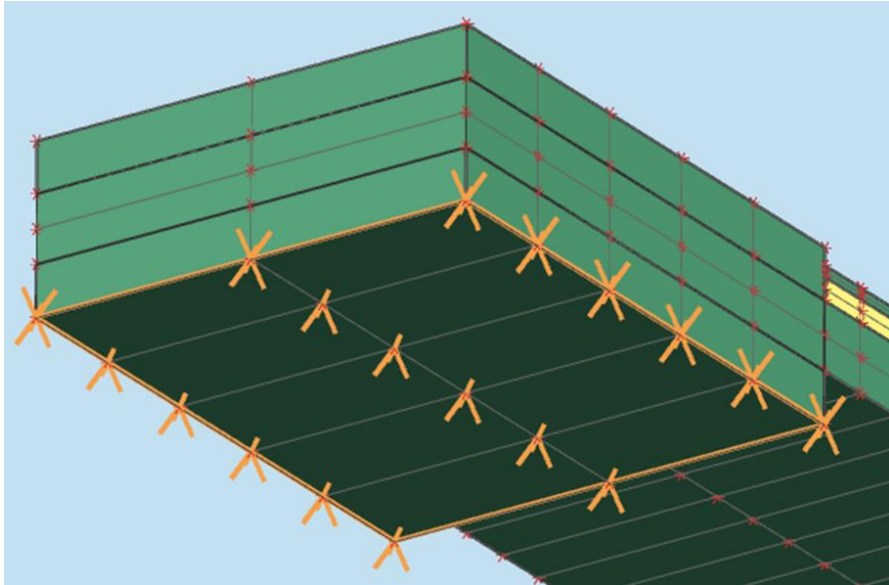


Abb. 7.4: isotrope Materialdefinition in NX 7.5

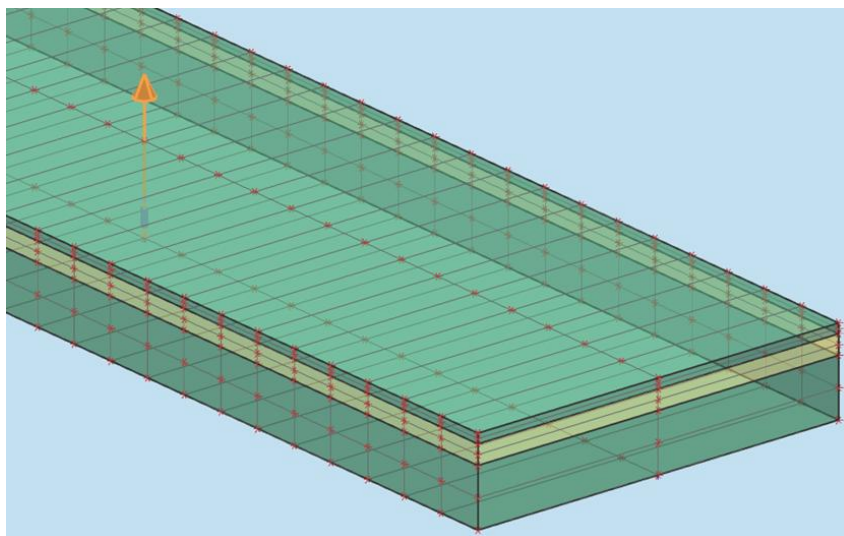
### 7.3. Erstellen der Modalanalyse

Wie schon in Kapitel 3.5 erwähnt, haben den größten Einfluss auf die Eigenfrequenzen, neben den Steifigkeiten des Modells, die Randbedingungen. Mit Randbedingungen sind die Einspannbedingungen gemeint die natürlich von den realen Versuchen abgeleitet werden müssen, aber wie schon bei den Zusatzmassen erwähnt, als idealisiert angenommen werden müssen. In Abb. 7.5 wird gezeigt, dass eine fixe Einspannung verwendet wurde, wobei alle Knoten der Grundfläche in allen 6 Freiheitsgraden (FHG) (3 translatorische, 3 rotatorische) gesperrt sind. In diesem Fall wäre es auch möglich gewesen nur die drei translatorischen FHG zu sperren, da durch die Knoten in der Fläche, die Momente ohnehin schon aufgenommen werden. Dies hat aber keinen Einfluss auf das Ergebnis.



**Abb. 7.5: Einspannbedingung für einen Kragträger in NX-7.5**

Zusätzlich zur Einspannung des Kragträgers benötigt man für eine Response Analyse in NX Nastran eine so genannte „Nodal Force Location“ (NFL) (Abb. 7.6), die in weiterer Folge für die Anregung benötigt wird. Die Position dieser Anregung richtete sich nach der Position des Beschleunigungssensors in den Messungen, da an dieser Stelle auch das Ergebnissignal ausgewertet wurde. Die genaue Lage ist im Prinzip für die Modalanalyse egal. Es ergibt sich jedoch eine zusätzliche Randbedingung durch diese NFL, welche eine zusätzliche Eigenform hervorruft.



**Abb. 7.6: Nodal Force Location in NX 7.5**

NX 7.5 bietet zum Lösen einer Modalanalyse mehrere Möglichkeiten an, zwei davon wurden miteinander verglichen. Die erste war eine Modalanalyse, eine sogenannte „SEMODES 103“, die zweite eine Modalanalyse für eine Response Analyse, eine sogenannte „SEMODES 103 – Response Simulation“ bei welcher auch die vorhin erwähnte NFL mit abgebildet ist. Die Ergebnisse wurden aus der Simulation p06\_14\_sim entnommen.

<b>Moden Nr.</b>	<b>SEMODES 103</b>	<b>SEMODES 103 Response Simulation</b>
<b>1</b>	72,68 Hz	72,68 Hz
<b>2</b>	388,3 Hz	388,3 Hz
<b>3</b>	471,3 Hz	471,3 Hz
<b>4</b>	684,8 Hz	684,8 Hz
<b>5</b>	1219 Hz	1219 Hz
<b>Attachement Mode</b>	nein	ja

Tab. 7.1: Vergleich zwischen SEMODES 103 und SEMODES 103 - Response Simulation

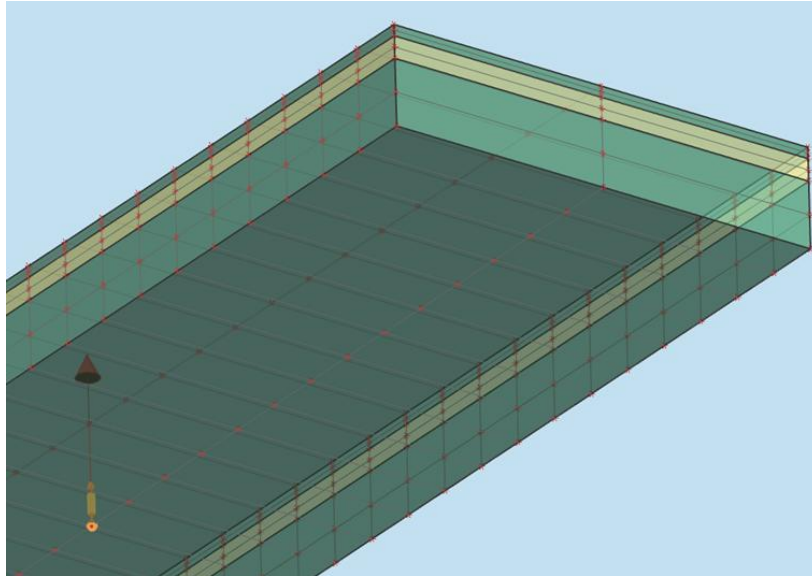
Wie in Tab. 7.1 ersichtlich gibt es keine Unterschiede der Frequenzen, was auf den gleichen Rechenalgorithmus zurück zu führen ist. Allerdings kommt eine zusätzliche Mode, resultierend aus der NFL bei der Response Simulation hinzu.

### 7.4. Erzeugen der Response Analyse

Um nun die Dynamik der Struktur richtig abzubilden und auszuwerten, ist es wichtig den richtigen dämpfenden Mechanismus zu definieren, dies kann direkt in der Simulationsumgebung geschehen oder schon im Vorhinein bei der Definition des Materials oder der Elemente. In Kapitel 3.6 wird näher darauf eingegangen.

Im nächsten Schritt werden die fiktiven Sensoren, oder Dehnungsmessstreifen (DMS) platziert und deren Datenauswertung definiert. Es können auch zu einem späteren Zeitpunkt ein oder mehrere Elemente oder Knoten ausgewählt werden die ausgewertet werden. Durch einen Sensor bleibt die Auswertung aber übersichtlicher. Ein solcher Sensor kann nicht nur die Beschleunigung in allen 6 FHG aufzeichnen, sondern auch Geschwindigkeit, Auslenkung und Reaktionskraft. Ein DMS kann Dehnungen und Spannungen aufzeichnen.

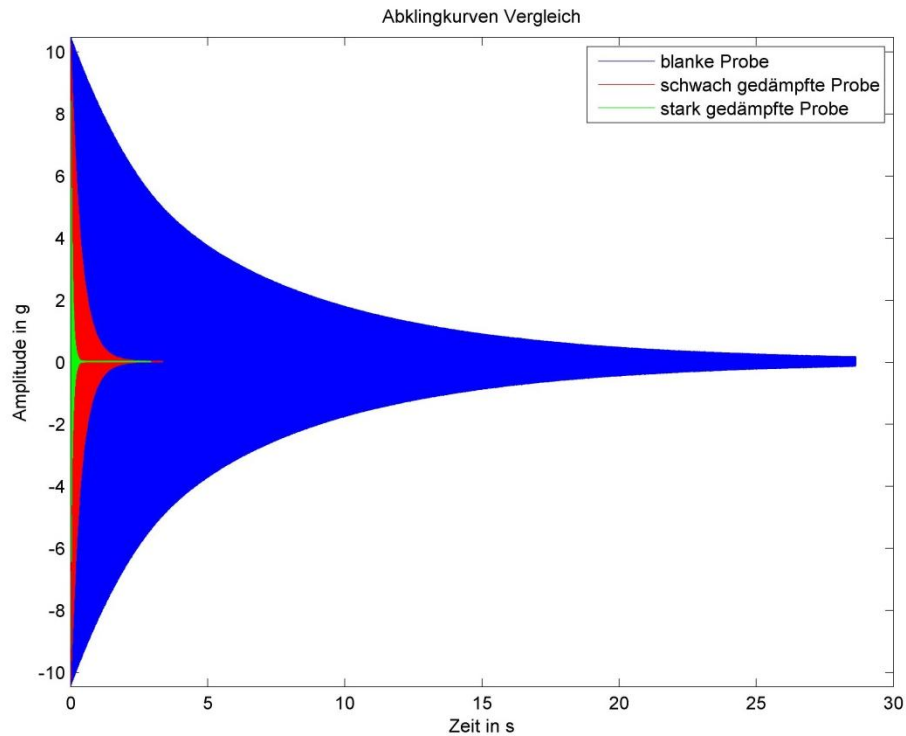




**Abb. 7.7: Platzieren eines Beschleunigungssensors in NX 7.5**

Nach der Definition der Anregung und der Sensoren muss der Ausschwingvorgang an sich definiert werden. Dazu muss die Dauer der Auswertung definiert werden. Diese wurde mit 4 Sekunden festgelegt. In Abb. 7.8 sieht man den gravierenden Unterschied zwischen einer blanken und zwei unterschiedlich stark gedämpften Proben, bei jeweils gleicher Ausgangshöhe der Schwingungsamplitude. Es ist dabei auch ersichtlich, dass bei den stärker gedämpften Proben die Schwingung bereits nach 0,4 Sekunden abgeklungen ist.

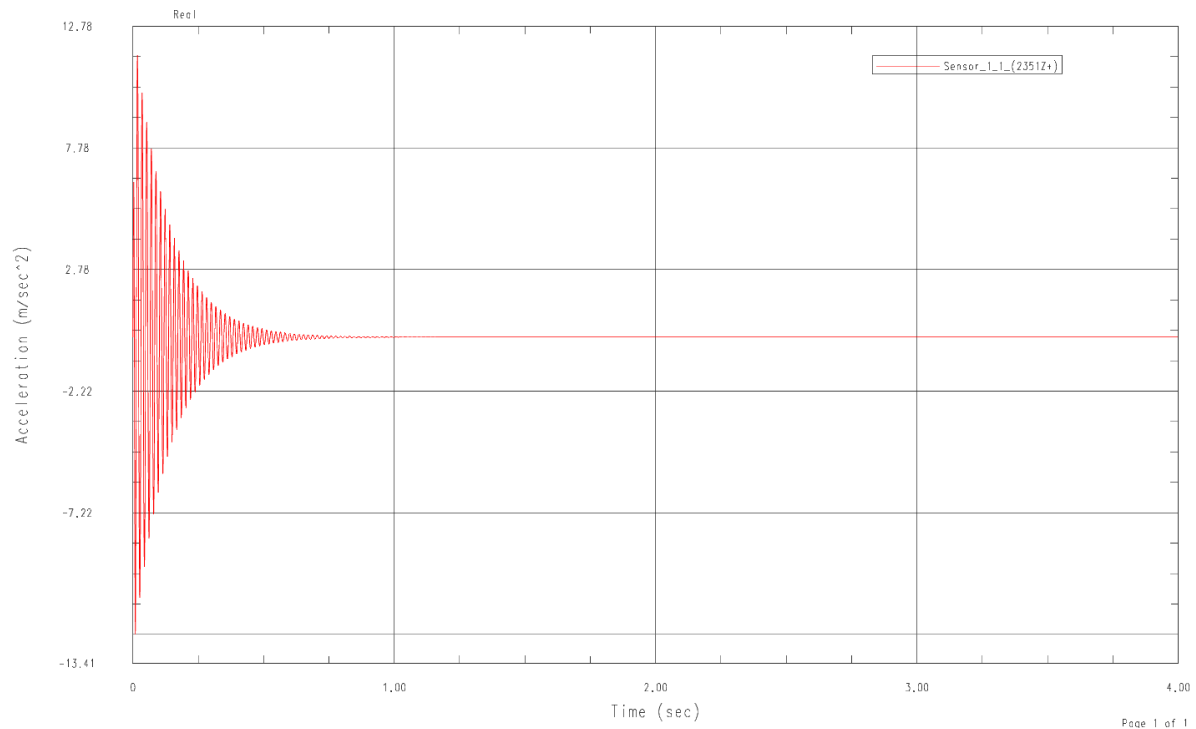
## 7 Modellbildung und Simulation



**Abb. 7.8: Vergleich von verschiedenen Abklingkurven (aus MATLAB)**

Anschließend definiert man die Funktion der Anregung, in unserem Fall ist das eine halbe Periode einer Sinusschwingung, da die Probe mit einem Elektromagneten mit sinusförmiger Wechselspannung angeregt wurde. Als Erregungsfrequenz wurden die Ergebnisse aus den Messungen herangezogen, wodurch jeweils die erste Biegeeigenfrequenz angeregt werden kann.

Danach wird der vorhin definierte Sensor ausgewertet. Zur weiteren Auswertung des Signales (Abb. 7.9), werden die Daten in ein für MATLAB lesbares Format exportiert, um dort wiederum Dämpfungsparameter zu bestimmen.



**Abb. 7.9: Abklingkurve einer Kragprobe aus NX 7.5**

### 7.5. Verwendetes NX-Journal

Zum Abarbeiten der verschiedenen Schichtaufbauten wurde ein Visual Basic (VB) Skript mit Hilfe der NX-Journal Funktion erzeugt, welches einem Makro Aufzeichnungs- und Verwaltungssystem entspricht. Der Vorteil liegt darin, dass man die verschiedenen Modelle nicht selbst erzeugen muss, in weiterer Folge natürlich darauf zugreifen und Parameter verändern kann. Die in [11] verwendeten Grundlagen solcher Skripte konnte Großteils auch in diesen Skripten sehr gut umgesetzt werden.

#### 7.5.1. Ordnerstruktur

Die 60 verschiedenen Modelle wurden wie in Abb. 7.10 dargestellt abgelegt. Die verwendeten Skripte wurden im Ordner „journals“ abgelegt. Beim Start eines Durchlaufes musste mit einem Startbauteil begonnen werden, welche im Ordner „Masterpart“ abgelegt wurden. Die Parameter welche die Geometrie- und Dämpfungparameter vorgeben, wurden als Excel Datei im Ordner „Parameter“ abgelegt. Die während der Simulation benötigten Anregungen wurden im Ordner „AFUs“ abgelegt, da die Dateiendung „.afu“ in -NX 7.5 ein

## 7 Modellbildung und Simulation

Datenformat für solch numerische Datenverläufe darstellt. Die auszuwertenden Ergebnisse wurden im Matlab-Format abgelegt und auch dort ausgewertet. Diese ausgewerteten Daten wurden im Ordner „matlab“ abgelegt.

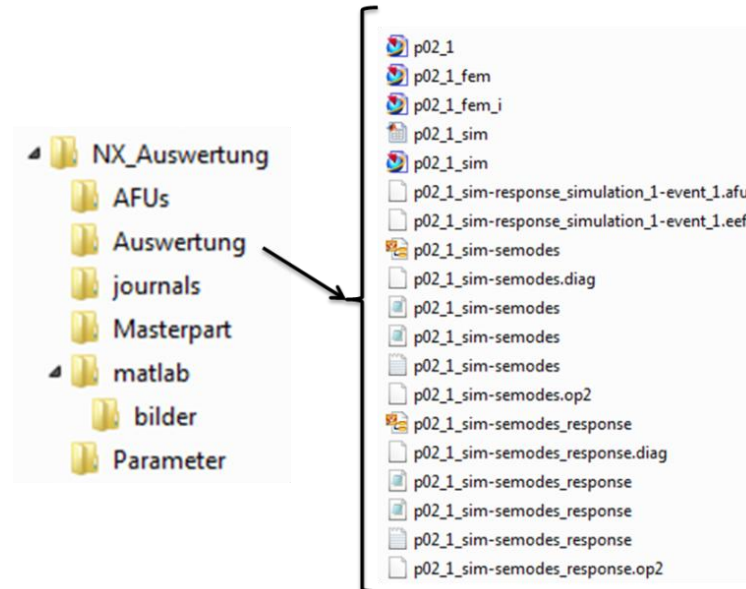


Abb. 7.10: Ordnerstruktur

### 7.5.2. Benennung der Dateien

Damit ein automatischer Ablauf im Skript ermöglicht wird, müssen alle Dateien demselben Bezeichnungssystem folgen. Dies gilt sowohl für Part-, I-, Fem- und Simfile als auch für die Excel Datei aus der die Teile generiert werden. Wie in Abb. 7.11 dargestellt werden anhand drei verschiedener Versuche die Bauteile benannt. Dies ist aus den Versuchen auf dem Prüfstand entstanden, wobei die Versuchsnummern 01, 03 und 05 jeweils die Anregung mittels Impulshammer darstellen, welcher zur Identifikation der Eigenfrequenzen verwendet wurde, und 02, 04 und 06 die Ausschwingversuche selbst repräsentieren. Deshalb wurden auch nur die letzteren drei simuliert. Die Zählvariable ist in diesem Fall die am einfachsten zu realisierende Methode gewesen um die verschiedenen Geometrien abarbeiten zu können. Als Startwert für die Zählvariable musste 0 festgelegt werden, da es andernfalls Probleme beim Ablauf des Skripts und dem Speichern der Modelle gab.

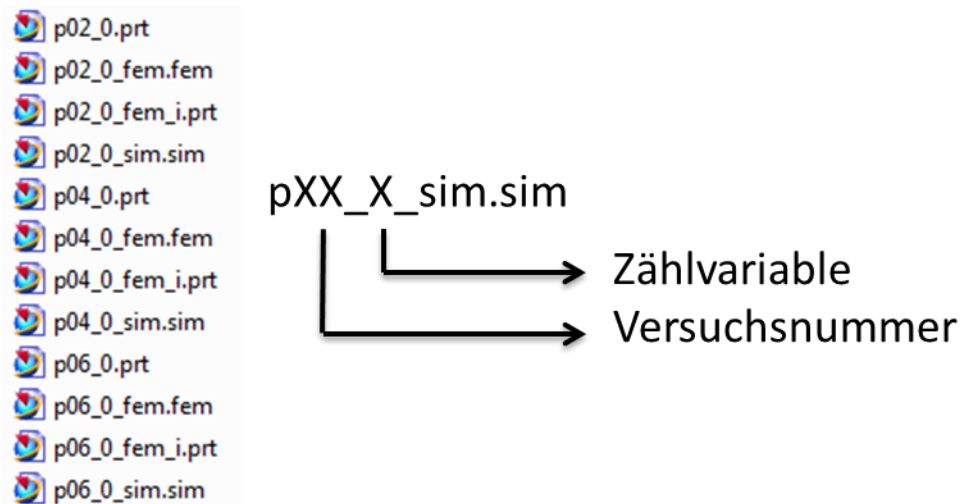


Abb. 7.11: Benennung der Dateien in NX 7.5

### 7.5.3. Das NX Journal

Um der Anforderung der vielen verschiedenen Modelle gerecht zu werden, wurde die automatisierte Generierung dieser Modelle durch ein VB-Skript realisiert. Um die Programmierarbeit zu verringern, bzw. den Zugang zu diesem Thema zu vereinfachen, wurde mit dem in das NX eingebettete Makro Tool Journal (Abb. 7.12) gearbeitet. Dieses Tool ermöglicht das Aufzeichnen und Abspielen eines Programms, wodurch es sehr gut möglich war für einzelne programmspezifische Probleme rasche Lösungen zu finden.

Ein großer Vorteil bei dieser Arbeit war, dass am Institut bereits Vorarbeiten zu diesem Verfahren vorhanden waren, sodass mit einiger Unterstützung, die Programmierarbeit doch rasch von statten gehen konnte.



Abb. 7.12: Journal Toolbox in NX 7.5

Um nun ein solches Skript laufen lassen zu können benötigt man zunächst eine Quelle, in der die zu verändernden Parameter abgelegt sind. In diesem Fall wurde eine Microsoft EXCEL Tabelle ausgewählt, da der Zugriff auf diese Tabelle sehr einfach funktioniert. Die ersten beiden Spalten in Tab. 7.2 sind für das automatisierte Programm nicht notwendig,

## 7 Modellbildung und Simulation

dienen aber zur leichteren Identifikation der einzelnen Werte. Die Spalte „visko\_dicke“ gibt die Schichtdicke der Dämpfungsschicht in mm an, die Spalte „deck\_dicke“ die des Deckblechs. In der Spalte „theta\_GE“ wird der für die Werkstoffdämpfung benötigte Wert angegeben. Die Spalte „Frequenz“ wird benötigt um die harmonische Kraftanregung (halbe Sinusschwingung) in der richtigen Frequenz zu generieren, damit tatsächlich nur die erste Eigenfrequenz angeregt wird.

Das ausgeführte Skript wird in Abb. 7.13 schematisch dargestellt.

lfd_nr	probename	visko_dicke	deck_dicke	theta_GE	Frequenz
1	p06_1	0,5	0,5	0,30000	69
2	p06_2	1	0,5	0,30000	70
3	p06_3	1,5	0,5	0,30000	71
4	p06_4	2	0,5	0,30000	70
5	p06_5	3	0,5	0,30000	70
6	p06_6	0,5	0,75	0,30000	71
7	p06_7	1	0,75	0,30000	71
8	p06_8	1,5	0,75	0,30000	72
9	p06_9	2	0,75	0,30000	73
10	p06_10	3	0,75	0,30000	74
11	p06_11	0,5	1	0,30000	72
12	p06_12	1	1	0,30000	74
13	p06_13	1,5	1	0,30000	72
14	p06_14	2	1	0,30000	72
15	p06_15	3	1	0,30000	78
16	p06_16	0,5	1,5	0,30000	77
17	p06_17	1	1,5	0,30000	78
18	p06_18	1,5	1,5	0,30000	76
19	p06_19	2	1,5	0,30000	81
20	p06_20	3	1,501	0,30000	83

**Tab. 7.2: Exemplarische Parametertabelle**

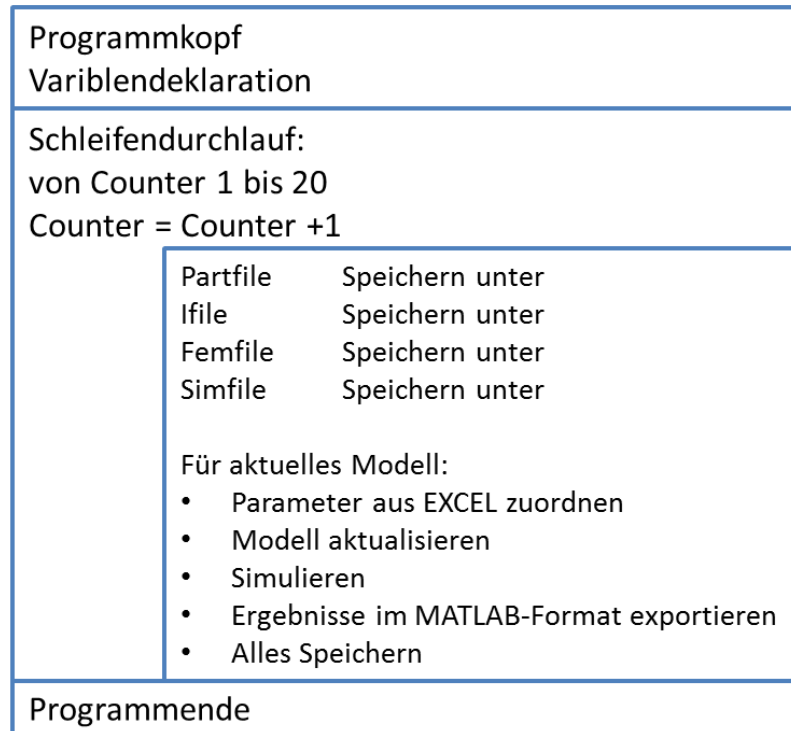


Abb. 7.13: Struktogramm des VB-Skripts

## 7.6. Einfluss der Einspannstelle

Aufgrund der Vereinfachung der Balkenmodelle wird auch der Einfluss der Einspannstelle auf das System untersucht. Die in Abb. 7.14 bezeichnete Variante 1 ist die Einspannstelle, die für die Proben zur Versuchsauswertung verwendet wurde. Rechts oben ist die etwas vereinfachte Variante 2 dargestellt und unten ist als Variante 3 die am stärksten vereinfachte Variante einer Einspannung dargestellt.

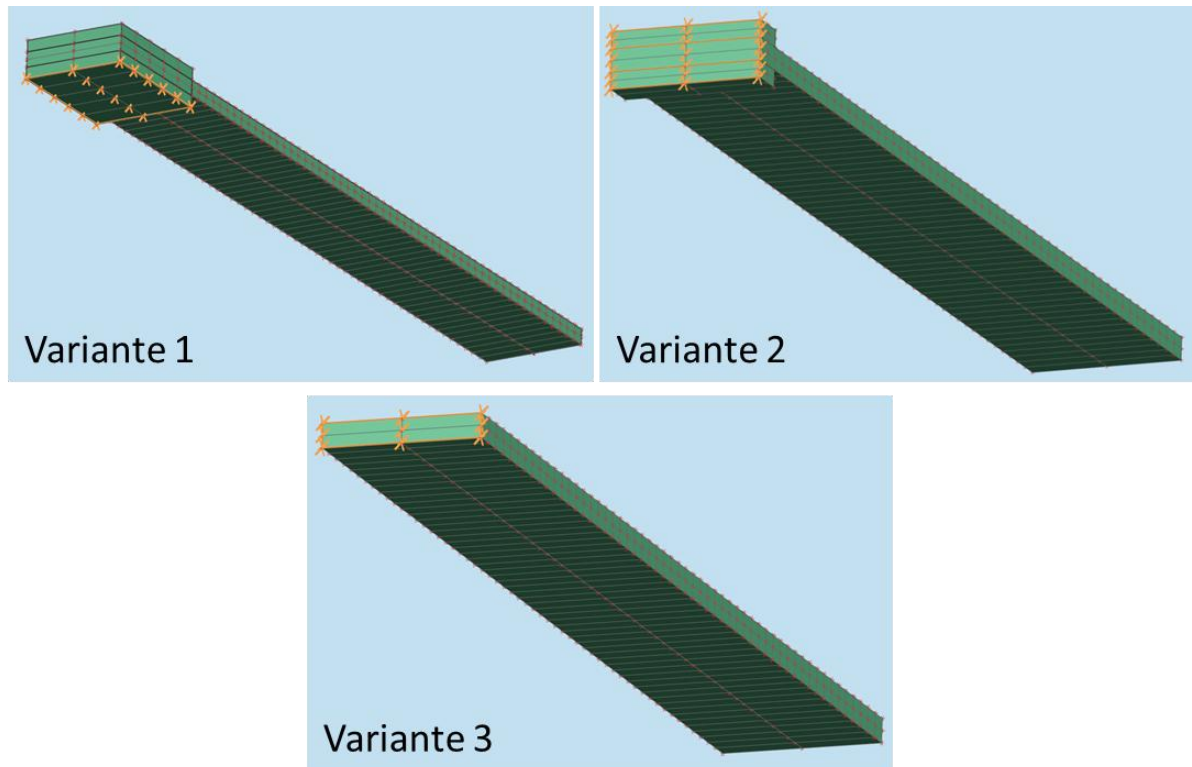


Abb. 7.14: Vergleich verschiedener Einspannvarianten

Untersucht wurden hier nur die Auswirkungen auf die Eigenfrequenz, die mitunter doch erheblich sind. Aber wie zu erwarten war, ergaben sich für Variante 1 sehr gute Übereinstimmungen mit den Versuchen am Prüfstand. Für die Variante 2 ergab sich eine niedrigere Frequenz, da die freie Länge der Probe höher ist als die Steifigkeitszunahme durch den Dickensprung. Variante 3 ist klarerweise die steifste Anordnung da sie die kürzeste auskragende Länge hat.

Moden #	Variante 1	Variante 2	Variante 3
1	66,12 Hz	62,32 Hz	66,95 Hz
2	413,4 Hz	389,6 Hz	418,5 Hz
3	414,8 Hz	406,6 Hz	436,2 Hz
4	722,2 Hz	700 Hz	726,3 Hz
5	1155 Hz	1089 Hz	1169 Hz

Tab. 7.3: Vergleich der Varianten der Einspannung

Der Vergleich der Varianten war notwendig um durch Reduktion der Knoten und Elemente den Rechenaufwand zu verringern. Da diese Modelle aber ohnehin mit verhältnismäßig



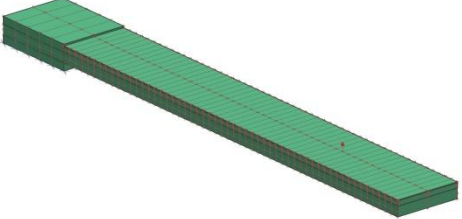
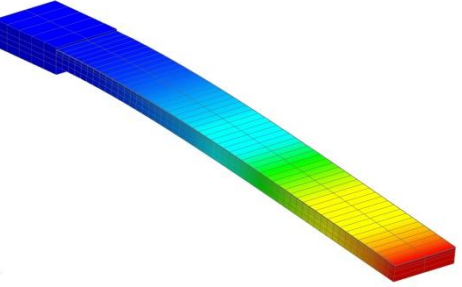
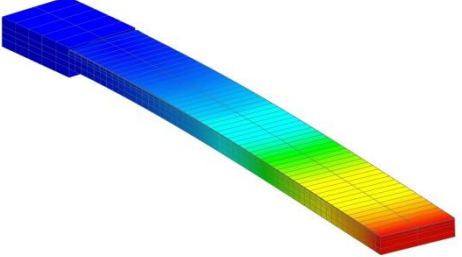
großen Elementen diskretisiert sind und einen einfachen Aufbau besitzen, kann auf die komplexere Variante 1 zurück gegriffen werden, da diese auch die beste Übereinstimmung der Frequenzen mit den Versuchen am Prüfstand liefern.

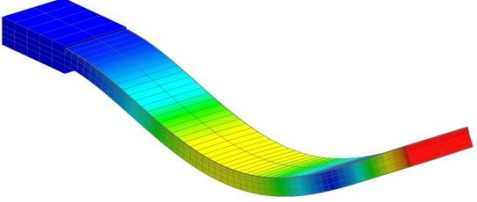
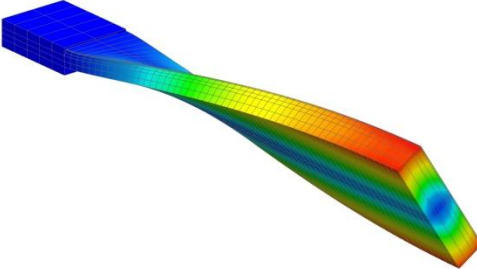
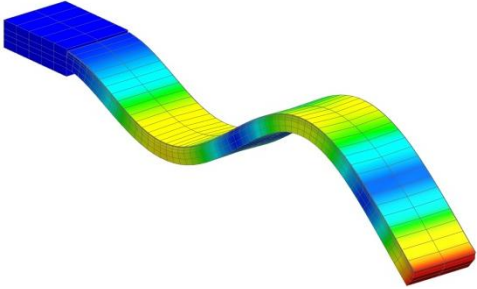
### 7.7. Ergebnisse aus der Simulation

Die aus der Simulation gewonnenen Abklingkurven und Dämpfungsparameter werden bei der Diskussion der Ergebnisse in Kapitel 8 behandelt. Im Folgenden werden die Erkenntnisse aus der Modalanalyse diskutiert.

Anzumerken ist, dass die Ergebnisse aus den analytischen Berechnungen jeweils nur die Biegeeigenformen bzw. -frequenzen um eine Achse des Koordinatensystems ermitteln, Torsionsschwinger werden dabei außer Acht gelassen. Bei der FEM werden allerdings alle auftretenden Moden mitberücksichtigt.

#### 7.7.1. Eigenformen eines CL Modells

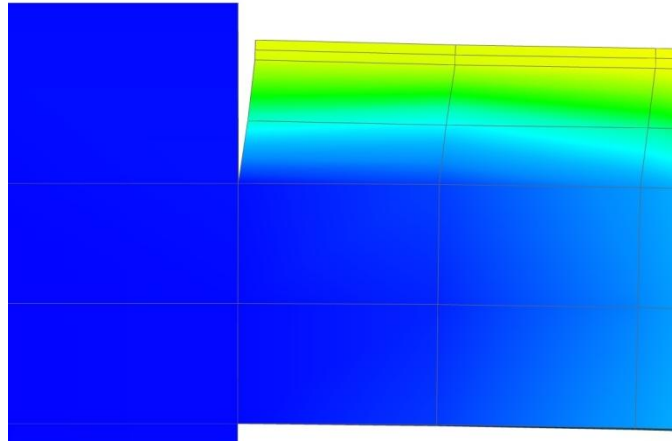
	<p>Grundgeometrie</p>
	<p>1. Biegeeigenform um die Trägheitsachse mit geringerem Trägheitsmoment</p>
	<p>1. Biegeeigenform um die Trägheitsachse mit höherem Trägheitsmoment</p>

	<p>2. Biegeeigenform um die Trägheitsachse mit geringerem Trägheitsmoment</p>
	<p>1. Torsionseigenform</p>
	<p>3. Biegeeigenform um die Trägheitsachse mit geringerem Trägheitsmoment</p>

Tab. 7.4: Probeneigenformen aus der Simulation

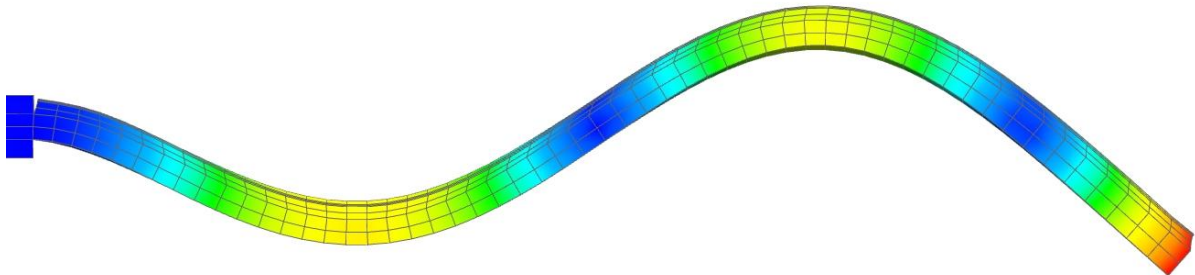
Bei erster Betrachtung ist kein Unterschied der Eigenformen zu derer eines homogenen Balkens zu erkennen. Wirft man aber einen genaueren Blick auf die Eigenformen, so lassen sich sofort die Auswirkungen, welche auch in der Literatur [2] beschrieben werden, erkennen.

So ist bei der ersten Biegeeigenform sehr gut die Schubverzerrung aufgrund des Deckbleches erkennbar, die hier bei der Einspannstelle am höchsten ist (Abb. 7.15).



**Abb. 7.15: Schubverzerrung bei der ersten Biegeeigenform am Modell**

Bei der dritten Biegeeigenform aus Tab. 7.4 sind alle, die Biegung betreffenden Effekte des viskoelastischen Dämpfungsmechanismus erkennbar.



**Abb. 7.16: Schubverzerrungen zufolge Biegeeigenformen am Modell**

Was allerdings bisher nicht erwähnt wurde ist das große Potential der Torsionseigenformen in Bezug auf CL Schichten. Bei flachen Geometrien kommt es in etwa zu den gleichen Effekten wie bei der ersten Biegeeigenform. Ist allerdings das zu dämpfende Profil rotationssymmetrisch [12], im Idealfall ein Rohr, so besteht hier das größte Energieabsorptionspotential. Dies wird dadurch bedingt, dass die, Schubverzerrungen über den Umfang des Querschnitts mit grober Näherung konstant sind. Im Gegensatz zur Biegung wo die größten Schubverzerrungen an der Einspannstelle herrschen, zumindest bei der ersten Biegeeigenform.

## 7.8. Aufbau und Modellierung der verschiedenen FE-Modelle

Wie bereits in Kapitel 4.1 diskutiert, eignen sich vier verschiedene FE-Modelle, welche aufgrund ihrer Eigenschaften in Frage kommen, um eine Constrained Layer beschichtete Struktur in der FEM abzubilden.

Die Eignung von 3d Elementen zur Modellierung wurde bereits in Kapitel 7.2 gezeigt.

### 7.8.1. 2d Elemente Modell

Ein geschichteter Aufbau mit 2d Elementen kann auf unterschiedliche Arten erfolgen. Bei der Modellierung durch Offsetflächen werden auf dasselbe FE Netz mehrere Lagen mit unterschiedlichem Abstand zu einer Referenzfläche definiert.

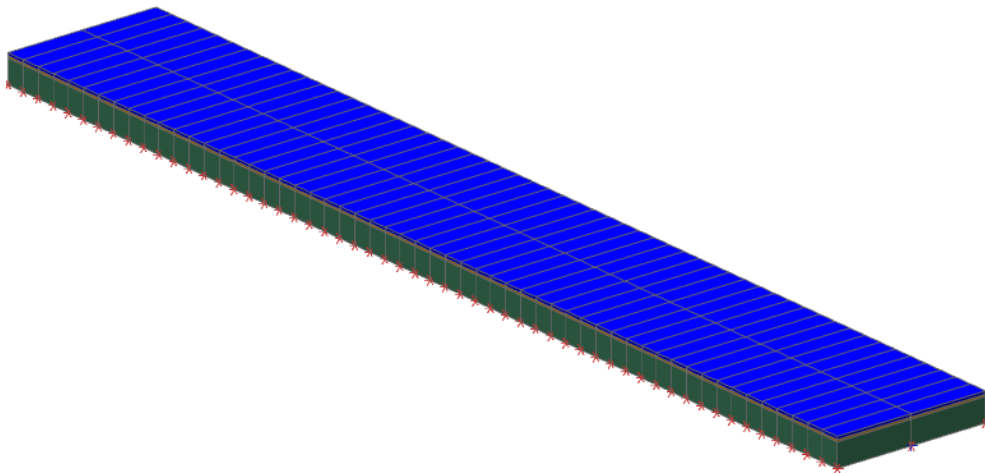
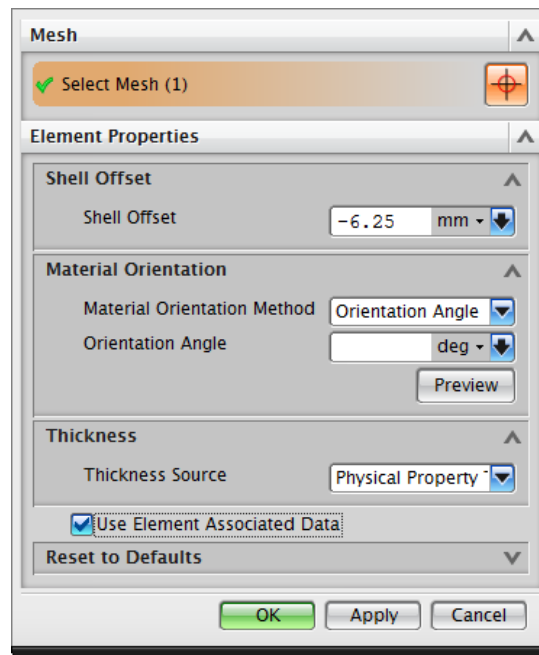


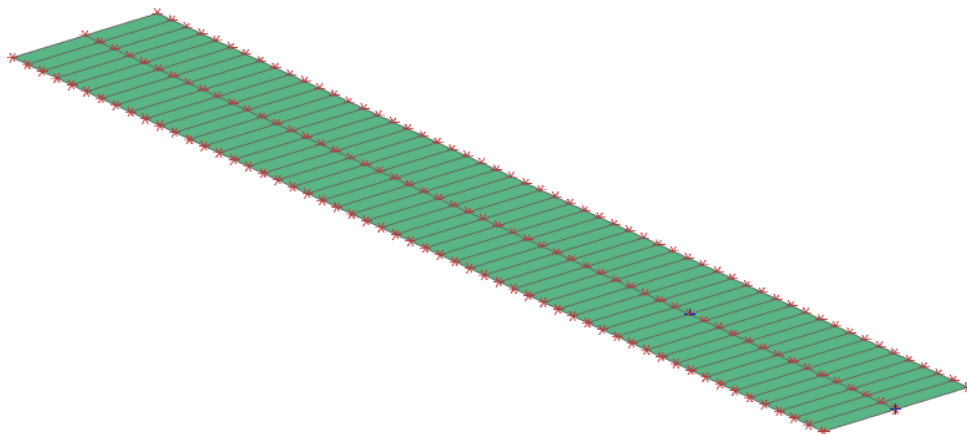
Abb. 7.17: 2d Modell mit Offsetflächen

Die für das Offset benötigten Daten werden im Kontrollfeld „Mesh Associated Data“ festgelegt. Für die viskoelastische Zwischenschicht gilt Beispielfhaft folgende Grafik (Abb. 7.18).



**Abb. 7.18: Mesh Associated Data**

Die Eingabe des Schichtaufbaus kann auch im Laminatmodellierer erfolgen. Das 2d Modell ist dann ein einfaches Schalenmodell. Eine weitere Variante ist die Eingabe des Schichtaufbaus über die PCOMP Definition.



**Abb. 7.19: Schalenmodell aus dem Laminatmodellierer**

## 7 Modellbildung und Simulation

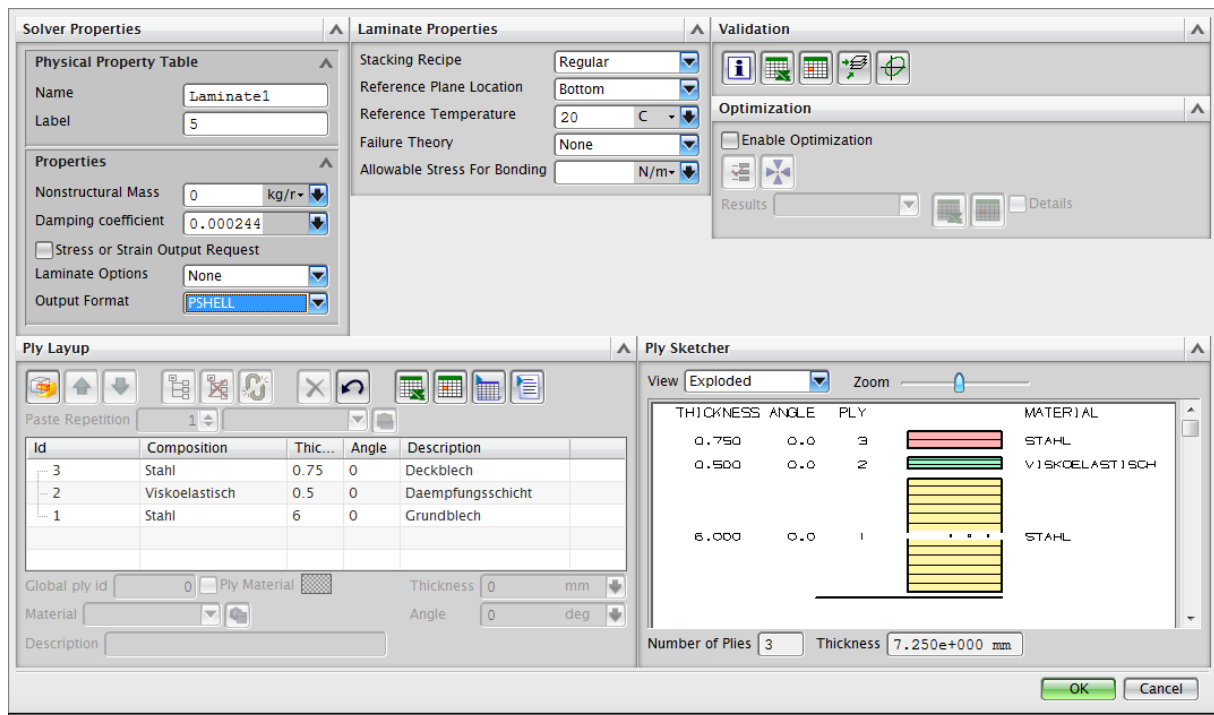


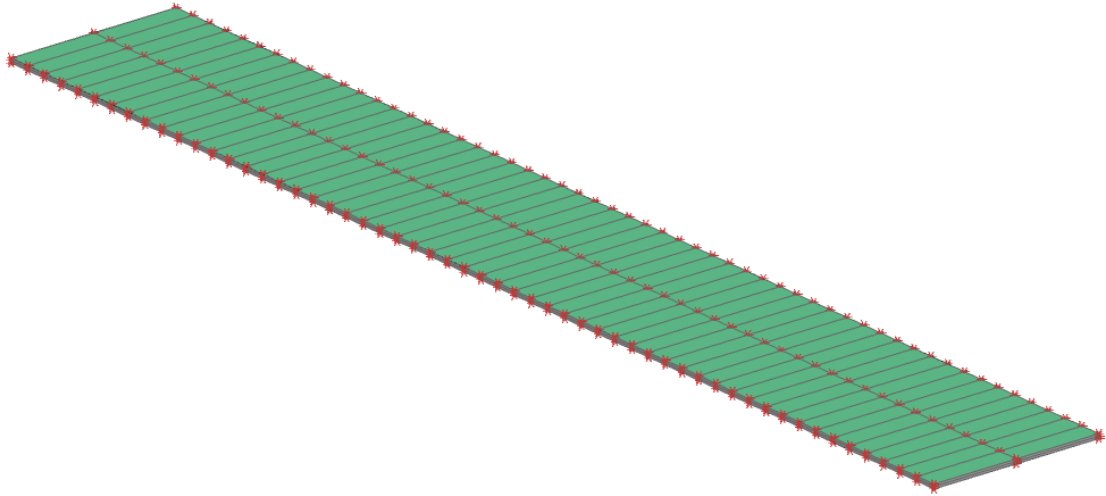
Abb. 7.20: Eingabe des Schichtaufbaus im Laminatmodeller

Diese Modelle haben den großen Nachteil dass sie den geschichteten Aufbau in einen homogenen Querschnitt mit Hilfe der klassischen Laminattheorie umrechnen. Durch diesen Umstand können die Schubverzerrungen nicht abgebildet werden, und die Einspannung am Rand der Schale wirkt über die gesamte Höhe. Dies entspricht zwar den Voraussetzungen wenn man z.B. mit einem Faserverbundwerkstoff rechnet, gilt aber nicht bei den hier verwendeten Strukturen, bei diesen ist nur das Grundblech am Rand eingespannt, die anderen Schichten sind frei beweglich.

Daraus resultieren zu hohe Steifigkeiten, welche wiederum zu hohen Eigenfrequenzen führen.

### 7.8.2. 2d/3d Hybrid-Modell

Um die verursachten Probleme aus den reinen 2d Modellen zu umgehen, und trotzdem geschichtete Strukturen in einem größeren 2d Struktur Modell einsetzen zu können, wurde ein Hybrid-Modell aus 2d- und 3d Elemente aufgebaut. Bei diesem so genannten Hybrid Modell werden Grund und Deckblech als 2d Schale modelliert, die dazwischen liegende viskoelastische Schicht wird jedoch aus Volumselementen nachgebildet.



**Abb. 7.21: Hybridmodell in NX 7.5**

Durch diese Herangehensweise können die entscheidenden Randbedingungen richtig abgebildet werden. Grau hinterlegt sieht man in Abb. 7.22 die unverformte Grundstruktur und in blau ist die verformte Struktur bei der Einspannstelle, die in dieser Grafik im linken unteren Eck liegt, dargestellt. Hier ist nur die viskoelastische Schicht abgebildet. Grund- und Deckblech werden nur als dünne Schalen dargestellt, weshalb sie in dieser Ansicht nicht erkennbar sind.



**Abb. 7.22: Verformung an der Einspannstelle**

### 7.8.3. Modifiziertes 2d Elemente Modell

Bei dieser Methode wird auf ein steifigkeitsäquivalentes 2d Modell zurückgegriffen. Um dieses zu verwenden ist es jedoch erforderlich, aus einem bestehenden Solid Modell oder an einer realen Probe einen äquivalenten Elastizitätsmodul  $E^*$  und eine äquivalente Schalendicke  $s^*$  zu ermitteln (Abb. 7.23). Damit sind die mechanischen Eigenschaften am 2d Modell dieselben als jene am Volumsmodell.

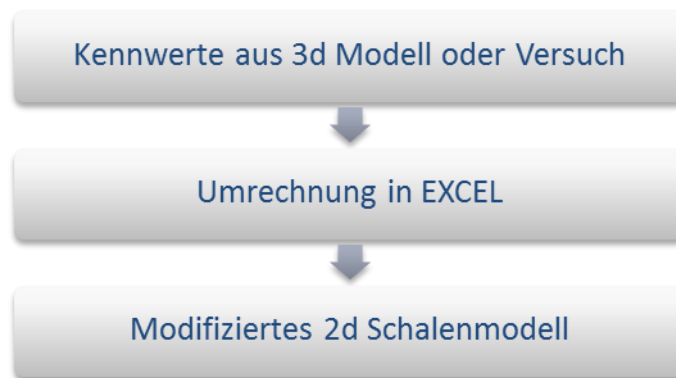


Abb. 7.23: Ablauf der Umrechnung auf ein äquivalentes Modell

Als Hilfestellung zur Ermittlung der benötigten Eigenschaften, wurde eine Excel Datei erstellt, welche im Anhang an einem Beispiel exemplarisch gezeigt wird.

Bei der Vorgehensweise zur Ermittlung eines modifizierten Modells wird als Ausgangsdicke für das 2d Modell eine beliebige Schichtdicke  $s^*$  definiert. Ausgehend vom skizzierten Prinzip in Abb. 7.24 wird die Dehnung am Verbund, wenn die Enden starr miteinander verbunden sind, durch Vorgabe einer beliebigen Kraft ermittelt. Über den Zusammenhang zwischen Spannung, Dehnung und Elastizitätsmodul kann ein äquivalenter E-Modul  $E^*$  bestimmt werden.

$$F = \sum F_i \quad \text{Glg. 7-1}$$

$$F_i = \sigma_i * A_i \quad \text{Glg. 7-2}$$

$$\sigma_i = E_i * \varepsilon_i \quad \text{Glg. 7-3}$$



$$\varepsilon = \varepsilon_i$$

Glg. 7-4

Daraus Folgt:

$$\varepsilon = \frac{F}{\sum E_i * A_i}$$

Glg. 7-5

Bei gegebener Breite  $b$  und der Schichtstärke  $s^*$  folgt der äquivalente E-Modul  $E^*$ :

$$E^* = \frac{F}{\varepsilon * b * s^*}$$

Glg. 7-6

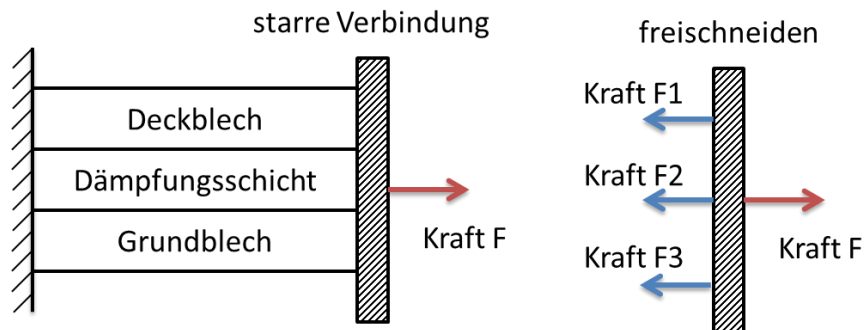


Abb. 7.24: Zugversuch am Verbund

Mit den jetzt verfügbaren Größen  $s^*$  und  $E^*$  muss die Durchbiegung eines Kragträgermodells (Abb. 7.25) mit der Durchbiegung des 3d FE-Modells, welches denselben Schichtaufbau besitzt, verglichen werden. Bei diesem Vergleich zeigt sich, ob das 2d Modell eine ausreichende Biegesteifigkeit besitzt. Falls notwendig kann die Dicke  $s^*$  geändert werden, sodass die Abweichung ein Minimum wird.

Die Durchbiegung für das Kragträgermodell ergibt sich aus:

$$f = \frac{F * L^3}{3 * E * I}$$

Glg. 7-7

Bei gegebener Durchbiegung aus einem Referenzmodell lässt sich damit wieder die Schichtdicke  $s^*$  ermitteln.

$$s^* = \sqrt[3]{\frac{4 * F * l^3}{E * b * f}}$$

Glg. 7-8

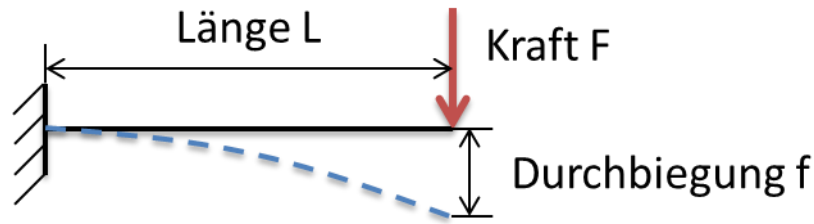


Abb. 7.25: maximale Durchbiegung am Modell eines Kragträgers

Mit dem bisherigen Vorgehen wurden die Steifigkeiten der Struktur bestimmt, um aber auch die korrekten Eigenfrequenzen abbilden zu können muss auch ein Massenäquivalent gefunden werden. Dazu wird die Gesamtmasse des realen Systems auf den reduzierten Querschnitt umgerechnet.

$$m_{ges} = \sum \rho_i * A_i * L \quad \text{Glg. 7-9}$$

$$\rho^* = \frac{m_{ges}}{s^* * L * b} \quad \text{Glg. 7-10}$$

Zusammenfassend wird der Ablauf dieses iterativen Verfahrens in Abb. 7.26 gezeigt.



Abb. 7.26: Schema des Verfahrens zum finden äquivalenter Eigenschaften

## 8. Ergebnisse und Vergleiche

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse aus den Messungen, der analytischen Berechnung (RKU-Methode) und der Simulation dargestellt.

### 8.1. Ausschwingversuche

Wie schon in den voran gegangenen Kapiteln erläutert werden anhand von Ausschwingversuchen Dämpfungsparameter ermittelt. Nach der Datenverarbeitung stehen diese Parameter als Zahlenwerte bereit, hier wird gezeigt wie die Signale der Abklingkurven aussehen.

Bei den Proben ist wichtig, dass sie aufgrund ihrer Zusatzmasse im Versuch unterschieden wurden. Bei der ersten Probenreihe wurde nur eine Grundmasse appliziert, welche konstant bei 109 Gramm lag. Bei der zweiten Probenreihe wurden die Proben mit einer Zusatzmasse soweit abgestimmt, bis deren erste Biegeeigenfrequenz bei 45 Hz lag, dadurch sind die Ergebnisse vom Einfluss der Frequenz entkoppelt. Bei der letzten Probenreihe wurde keine zusätzliche Masse appliziert.

Durch die Variation der Schichtdicken soll deren Einfluss auf das Dämpfungsverhalten analysiert werden. Die nummerierten Proben haben folgenden Schichtaufbau.

<b>Proben Nummer</b>	<b>Viskoelastische Schichtdicke in mm</b>	<b>Dicke des Deckblechs in mm</b>
<b>P01</b>	0,5	0,5
<b>P02</b>	1,0	0,5
<b>P03</b>	1,5	0,5
<b>P04</b>	2,0	0,5
<b>P05</b>	3,0	0,5
<b>P06</b>	0,5	0,75
<b>P07</b>	1,0	0,75
<b>P08</b>	1,5	0,75
<b>P09</b>	2,0	0,75
<b>P10</b>	3,0	0,75

## 8 Ergebnisse und Vergleiche

<b>P11</b>	0,5	1,0
<b>P12</b>	1,0	1,0
<b>P13</b>	1,5	1,0
<b>P14</b>	2,0	1,0
<b>P15</b>	3,0	1,0
<b>P16</b>	0,5	1,5
<b>P17</b>	1,0	1,5
<b>P18</b>	1,5	1,5
<b>P19</b>	2,0	1,5
<b>P20</b>	3,0	1,5

Tab. 8.1: Proben und deren Schichtdicken

### 8.1.1. Einfluss der Zusatzmassen

Der Einfluss der einzelnen Zusatzmassen soll am Beispiel der Probe Nr. 3 in der folgenden Tabelle (Tab. 8.2) dargestellt werden. Die einzelnen Schichtstärken betragen bei dieser Probe, für die viskoelastische Zwischenschicht 1,5 mm und für das Deckblech 0,5 mm.

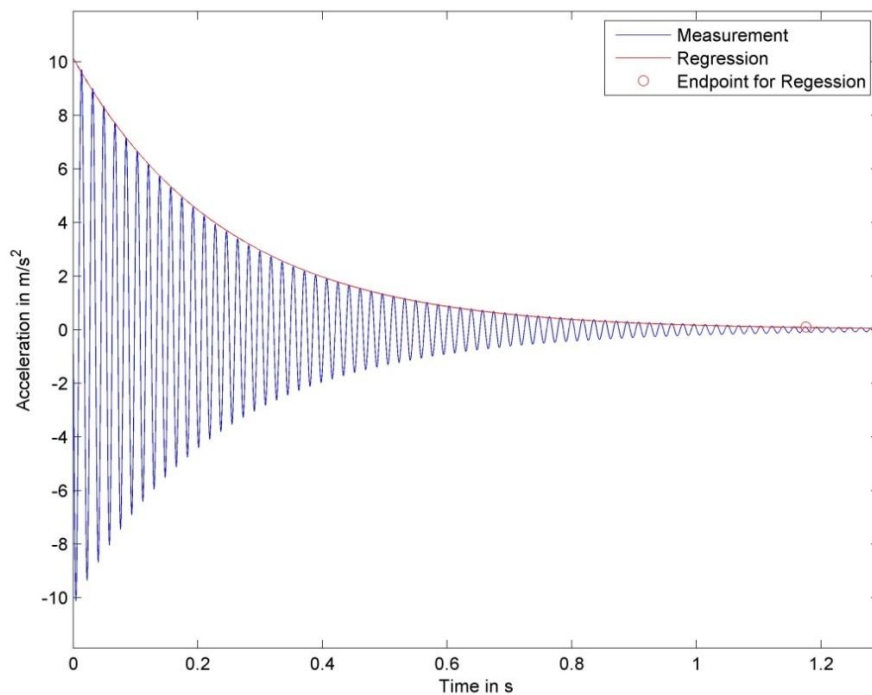
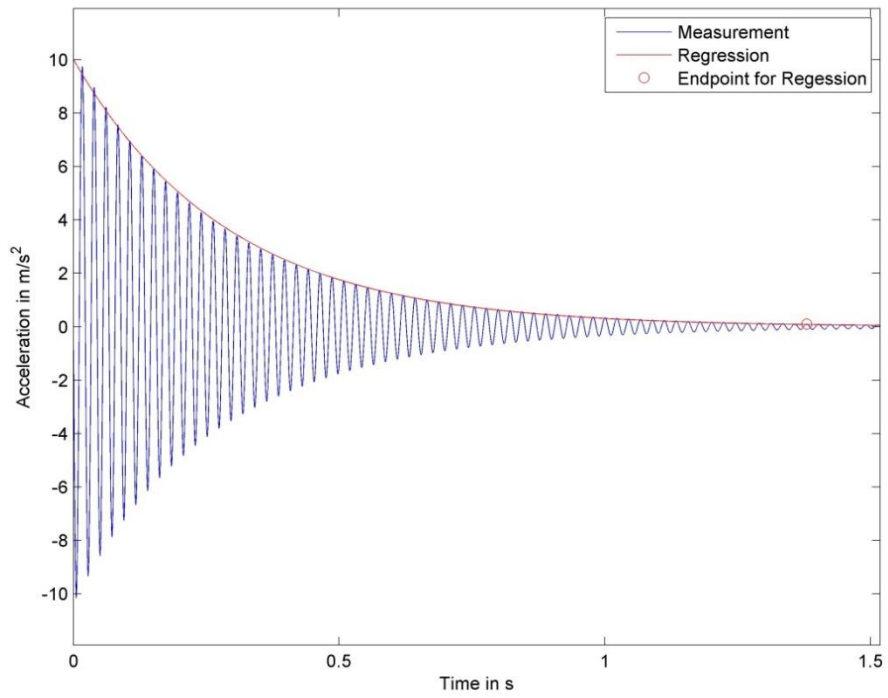
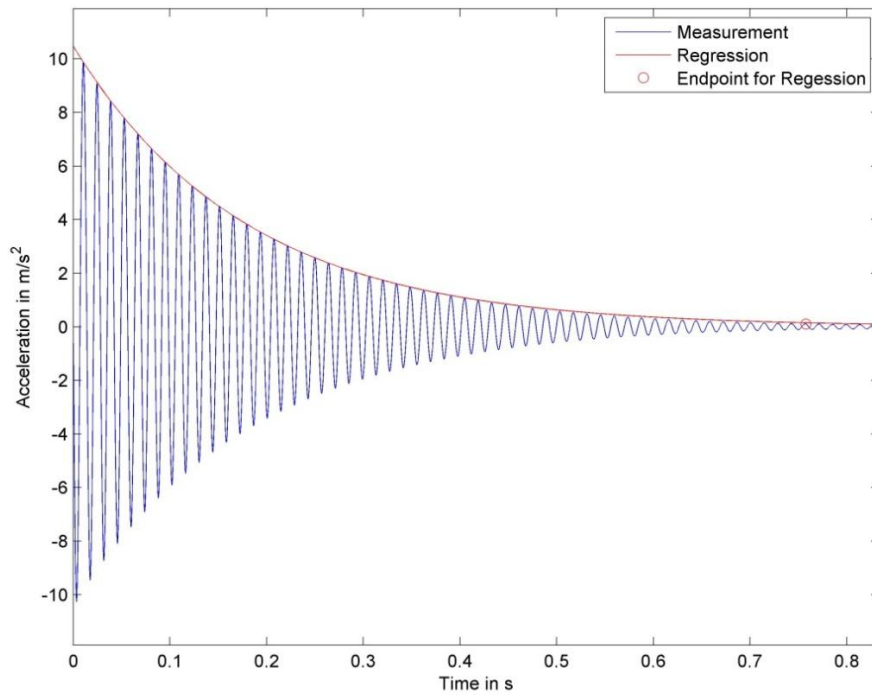


Abb. 8.1: Abklingverlauf der Probe Nr. 3 mit Zusatzmasse bei 55,97 Hz

## 8 Ergebnisse und Vergleiche



**Abb. 8.2:** Abklingverlauf der Probe Nr. 3 mit Zusatzmasse bei 44,74 Hz



**Abb. 8.3:** Abklingverlauf der Probe Nr. 3 ohne Zusatzmasse bei 71,01 Hz

<b>Proben Nr.</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>3</b>
<b>Erste Eigenfrequenz</b>	55,97 Hz	44,74 Hz	71,01 Hz
<b>Bauteildämpfung</b>	0,02239	0,02425	0,02644
<b>Abklingkoeffizient aus Hüllkurve</b>	4,094	3,472	5,610

Tab. 8.2: Einfluss der Frequenz auf die Bauteildämpfung

Eine bessere Vergleichbarkeit liefert hier der Abklingkoeffizient der Hüllkurve, denn in den Dämpfungsgrad fließt der Wert der Eigenfrequenz ein.

### 8.1.2. Einfluss der Schichtdickenvariation

Bei der Analyse der Ergebnisse konnte festgestellt werden, dass, je dicker die viskoelastische Schicht und das Deckblech einer Probe sind, auch die Dämpfung zunimmt. Dieses Ergebnis ist wenig überraschend, denn durch eine erhöhte Masse der Dämpfungsschichten, kann auch mehr Energie entzogen werden.

Um den Unterschiedlichen Einfluss der Dickenvariation anschaulich zu machen, werden aus der Messreihe bei der die Eigenfrequenzen bei 45 Hz liegen, jeweils ein konstanter Verlauf der Deckblechdicke, sowie ein weiterer konstanter Verlauf der viskoelastischen Schichtdicke, als Beispiel herausgegriffen.

In Abb. 8.4 ist der annähernd lineare Anstieg des Dämpfungsgrades mit steigender Dicke der Dämpfungsschicht ersichtlich. Dieser Verlauf begründet sich damit, dass sich die Masse des Dämpfungsmaterials mit der Schichtdicke erhöht, dadurch wird das schwingende System immer stärker gedämpft.

In Abb. 8.5 zeigt sich auch ein Anstieg des Dämpfungsgrades, dieser ist allerdings nicht mehr linear. Laut dieser Grafik lässt sich die Vermutung ableiten, dass sich der Dämpfungsgrad bei steigender Deckblechdicke einem Grenzwert nähert. Die Begründung beruht darauf, dass die Dämpfungsschicht nur bis zu einem bestimmten Grad der Verformung ein lineares Verhalten hat. Wie in den späteren Diagrammen aber noch gezeigt wird, kann dieser Verlauf aber nicht bestätigt werden, da jeweils nur eine Probe zu einem zugehörigen Schichtaufbau gemessen wurde und das Ergebnis somit auch keine statistische

## 8 Ergebnisse und Vergleiche

Absicherung hat. Außerdem ist der weitere Verlauf mit Zunahme der Deckblechdicke unbekannt, da aus dem Parameterrahmen nicht weiter extrapoliert werden kann.

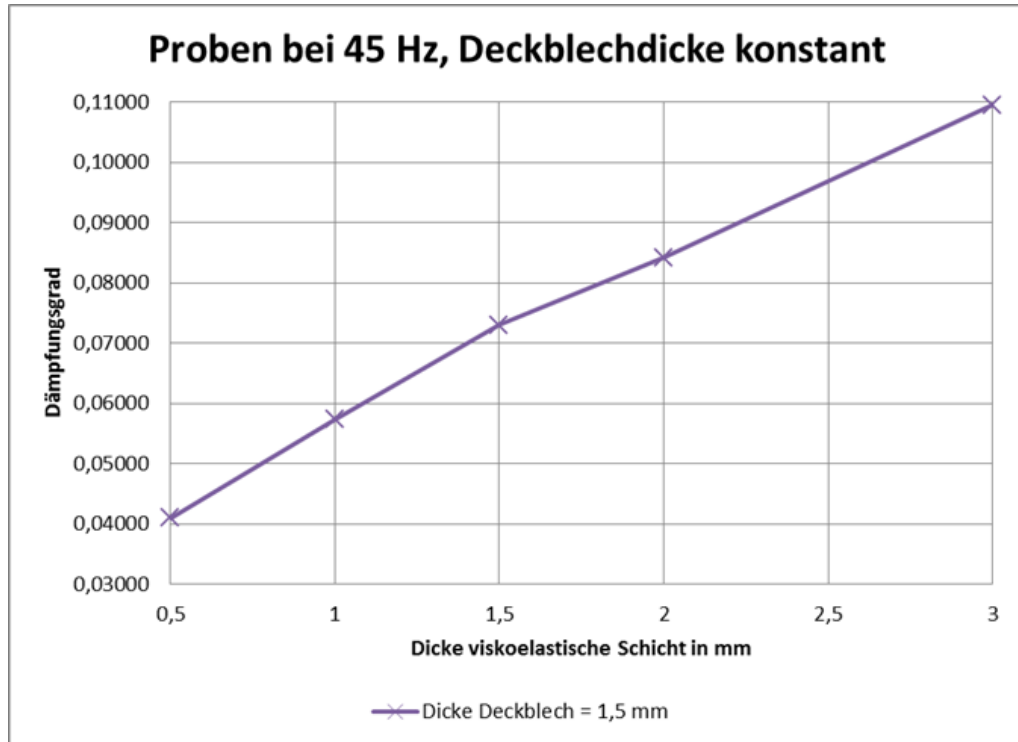


Abb. 8.4: Probenreihe mit konstanter Deckblechdicke

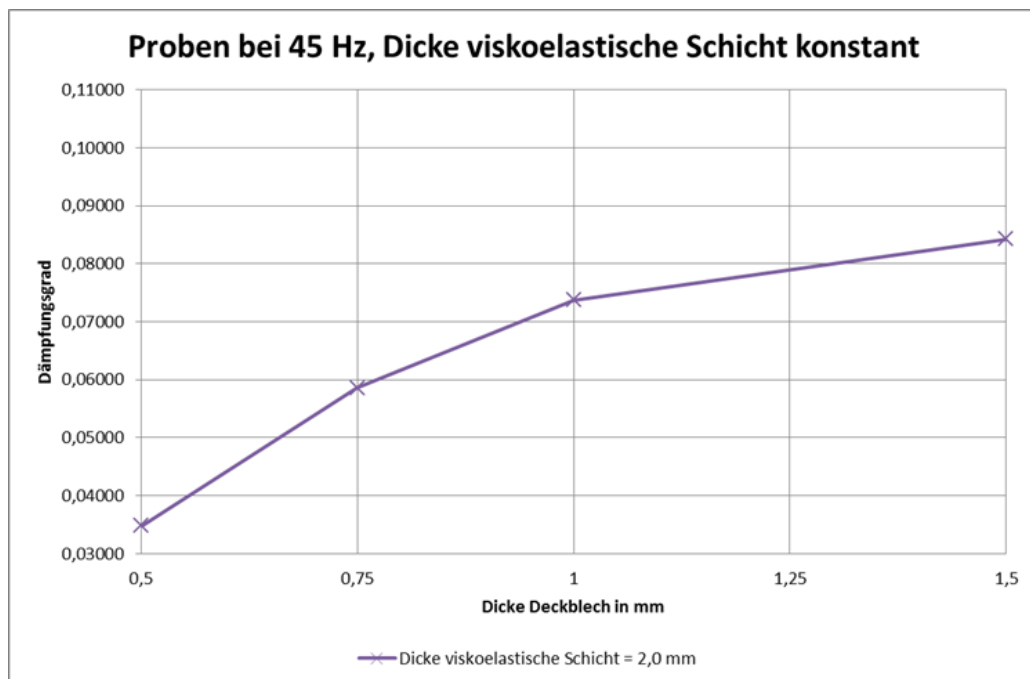


Abb. 8.5: Probenreihe mit konstanter Dämpfungsschicht

## 8 Ergebnisse und Vergleiche

Betrachtet man den Verlauf des Dämpfungsgrades der anderen Proben, so wird ersichtlich dass bei der Parametervariation jeweils mit einer konstanten Schichtstärke, sich bei Veränderung dieses Parameters auch die Dämpfung mit ändert (siehe Abb. 8.6 und Abb. 8.7). Die unterschiedlichen Verläufe lassen sich durch die Divergenzen die bei der Herstellung der Proben entstanden sind erklären.

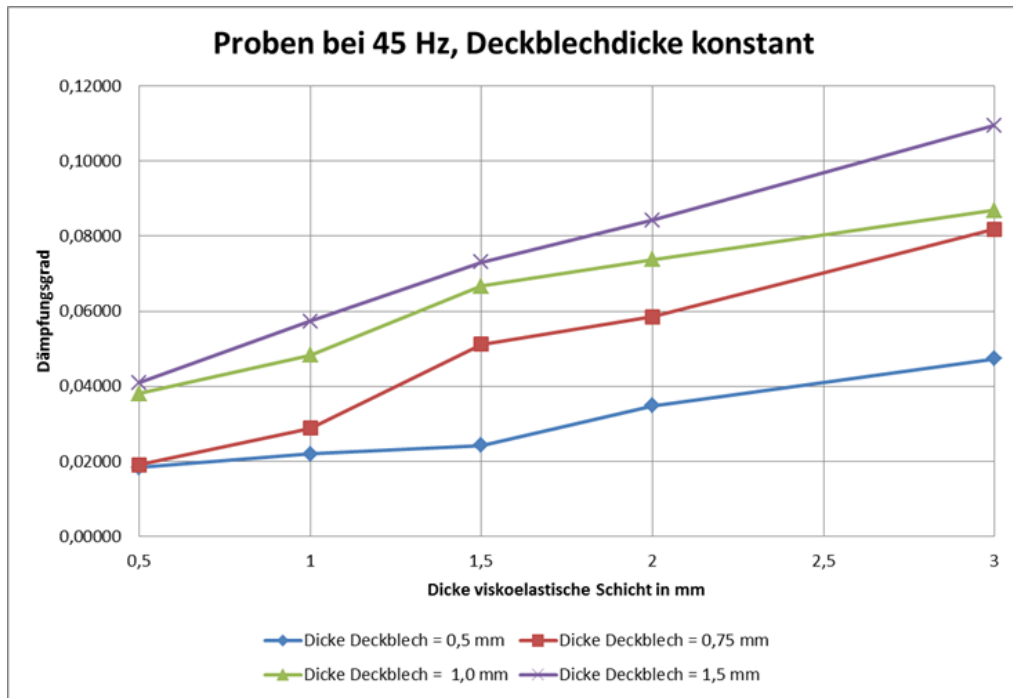
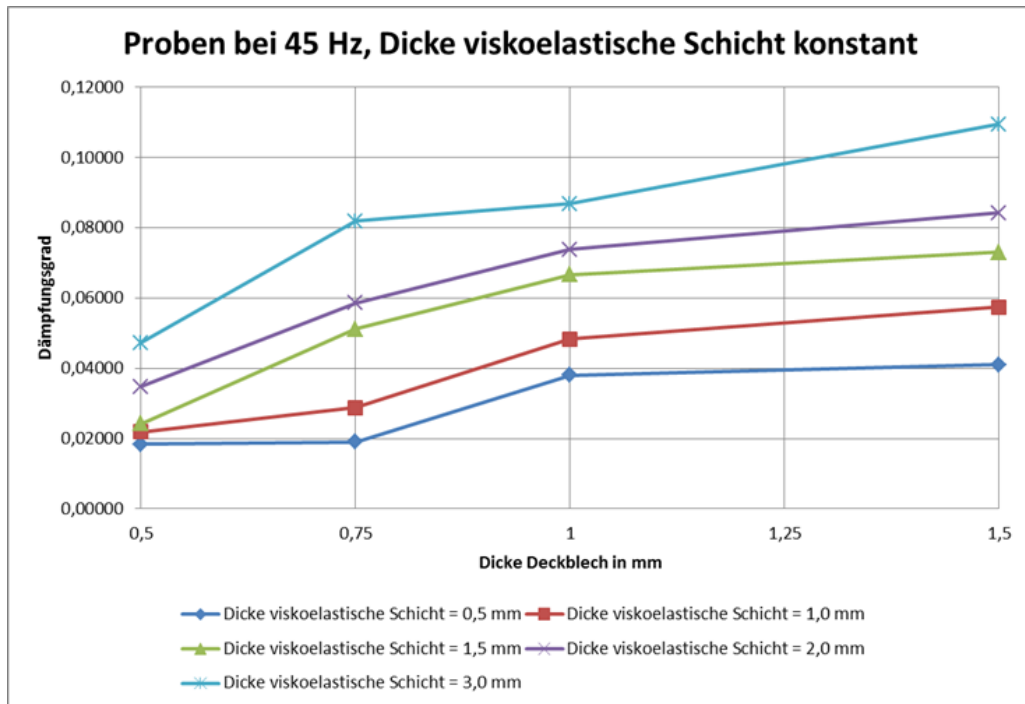


Abb. 8.6: Probenreihen mit konstanter Deckblechdicke



## 8 Ergebnisse und Vergleiche



**Abb. 8.7: Probenreihen mit konstanter viskoelastischer Schichtdicke**

Um die Daten der beiden voran gegangenen Diagramme übersichtlicher aufbereiten zu können, ist eine Darstellung in einem dreidimensionalen Diagramm eine geeignete Methode. Hier kann die Parametervariation der unterschiedlichen Schichten jeweils als eine Achse dargestellt, der Dämpfungsgrad ist dann die dritte Achse. Somit lässt sich der Dämpfungsgrad als Fläche in den Diagrammen darstellen.

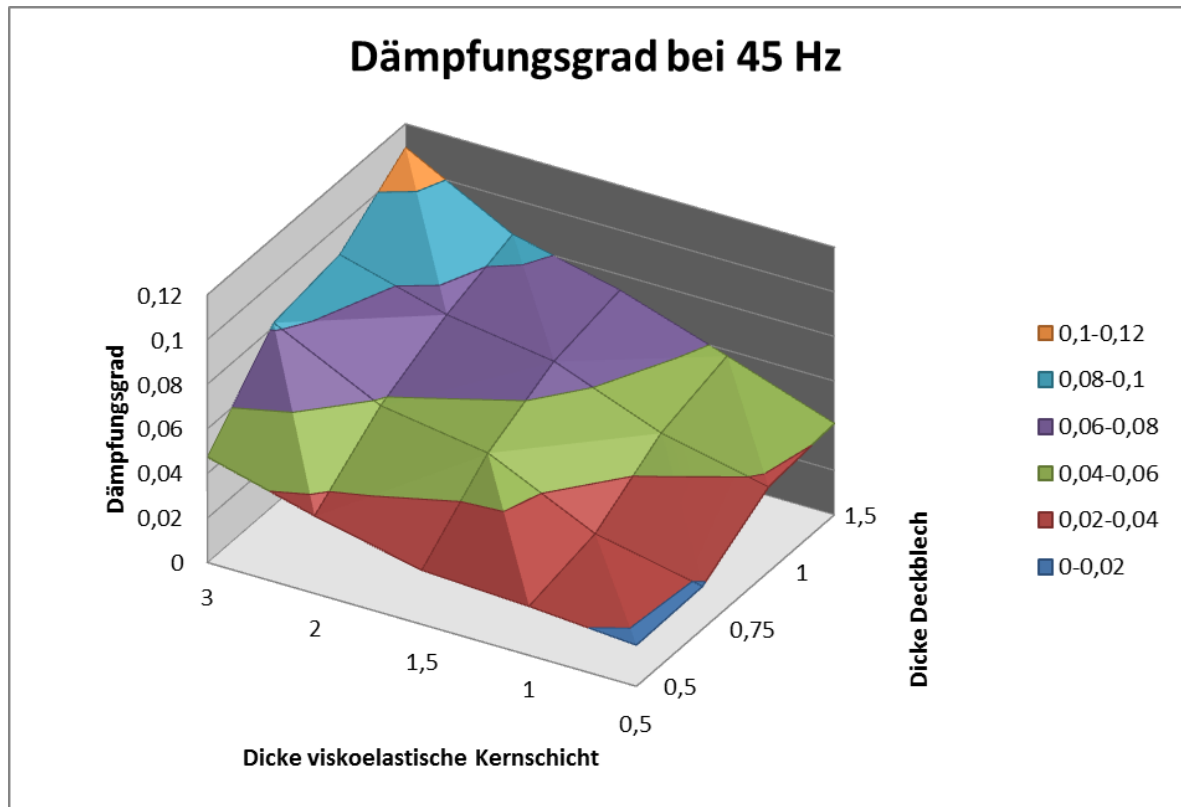


Abb. 8.8: Dämpfungsgrad bei 45 Hz

Aufgrund der Darstellungsweise in Form von drei dimensional Grafiken, bietet sich auch eine übersichtliche Darstellung der Zahlenwerte in Matrizenform an.

Proben bei 45 Hz Dicke viskoelastische Kernschicht	Dicke Deckblech			
	0,5	0,75	1	1,5
0,5	0,01841829	0,01908182	0,03809713	0,04100976
1	0,02196155	0,02881677	0,04835676	0,0573751
1,5	0,02425375	0,05116806	0,06668308	0,07304099
2	0,03478308	0,05854793	0,07374851	0,0842403
3	0,04732687	0,08187359	0,08686723	0,10949542

Tab. 8.3: Dämpfungsgrade der Proben bei 45 Hz

## 8.2. Proben mit harmonischer Verformung

Der Versuchsaufbau, die Probengeometrien und die Versuchsdurchführung sind in Kapitel 5.2.1 erklärt.

Bei diesem Versuch werden zwei verschiedener Parameter ermittelt. Auf der einen Seite kann die Werkstoffdämpfung des untersuchten Werkstoffs direkt ermittelt werden und auf der anderen Seite können auch Werte für die Steifigkeiten des Materials ermittelt werden.

Die harmonische Verformung erfolgte quasi statisch, um Temperatureinflüssen vorzubeugen. Die dargestellten Werte sind aus mehreren Messreihen gemittelt worden.

Material	Verlustarbeit je Zyklus	Verlust- winkel	Verlust- faktor	Kraft- amplitude	Weg- amplitude	Dämpfungs- grad
	Nm	rad	-	N	mm	-
<b>Sikaflex 258</b>	0,0282	0,1795	0,1815	97,75	0,488	0,0907
<b>Sikaflex 260</b>	0,0687	0,1279	0,1286	269,92	0,558	0,0643
<b>Baryskin V 60</b>	1,0845	0,2395	0,2443	2940,3765	0,5030	0,1221

Tab. 8.4: Dämpfungsparameter aus den harmonisch verformten Proben

Aus diesen dynamischen Werten können nun auch die Werte für den Schubmodul ermittelt werden.

Material	Betrag des Schubmoduls	Speichermodul	Verlustmodul	Betrag des Elastizitätsmodul
	N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>
<b>Sikaflex 258</b>	0,2057	0,2024	0,0367	0,5959
<b>Sikaflex 260</b>	0,6254	0,6203	0,0798	2,5261
<b>Baryskin V 60</b>	7,0145	6,8143	1,6639	19,9249

Tab. 8.5: Steifigkeitskennwerte aus den harmonisch verformten Proben

### 8.3. Analytische Berechnung (RKU-Methode)

Aufbauend auf den Dämpfungsgraden der Messungen, können durch Anwenden der RKU-Methode die Verlustfaktoren für das viskoelastische Material bestimmt werden. Durch eine numerische Lösung konnte die Differenz zwischen den Bauteildämpfungen aus den Versuchen und dem analytischen Ansatz, von weniger als einem Prozent erreicht werden.

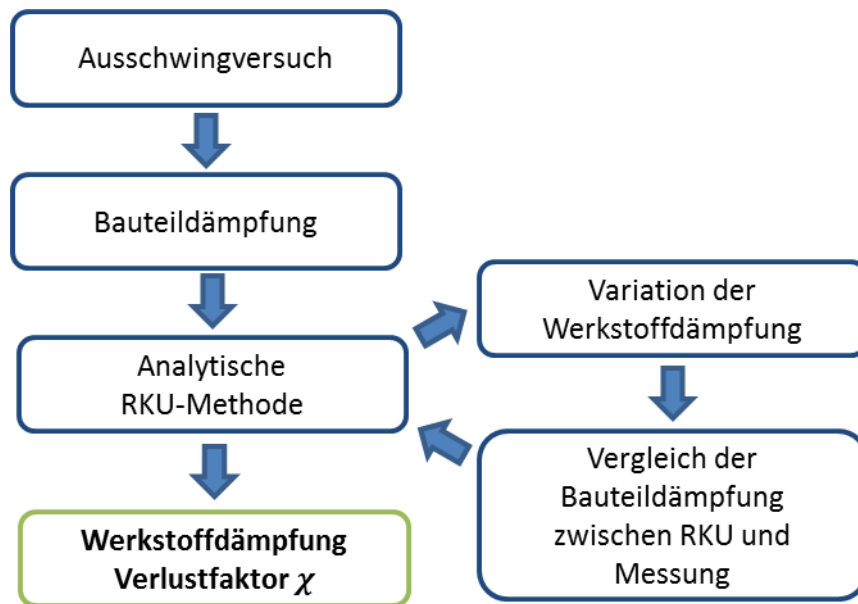


Abb. 8.9: Ablauf des RKU Berechnungsmodells

	Werkstoffverlustfaktor
	bei 45 Hz
P01	0,343
P02	0,249
P03	0,217
P04	0,268
P05	0,295
P06	0,208
P07	0,222
P08	0,34
P09	0,348
P10	0,422

<b>P11</b>	0,312
<b>P12</b>	0,298
<b>P13</b>	0,367
<b>P14</b>	0,373
<b>P15</b>	0,393
<b>P16</b>	0,226
<b>P17</b>	0,265
<b>P18</b>	0,317
<b>P19</b>	0,351
<b>P20</b>	0,428

Tab. 8.6: Werkstoffverlustfaktoren aus der analytischen Berechnung

#### 8.4. Numerische Berechnung

Wie auch bei dem analytischen Ansatz, wird ausgehend von den Ergebnissen der Messung, auf die Bauteildämpfung iterativ zurück gerechnet. Daraus erhält man eine Parametertabelle für den Dämpfungsfaktor  $GE$  in Abhängigkeit des Schichtaufbaus. Als Berechnungsmodell diente das in Kapitel 7.2 beschriebene FE-Modell. Vergleicht man die Dämpfungskoeffizienten der Modelle mit denen der gemessenen Proben, so stellt sich eine Abweichung von wenigen Prozent ein. In Tab. 8.7 sind diese Ergebnisse dargestellt.

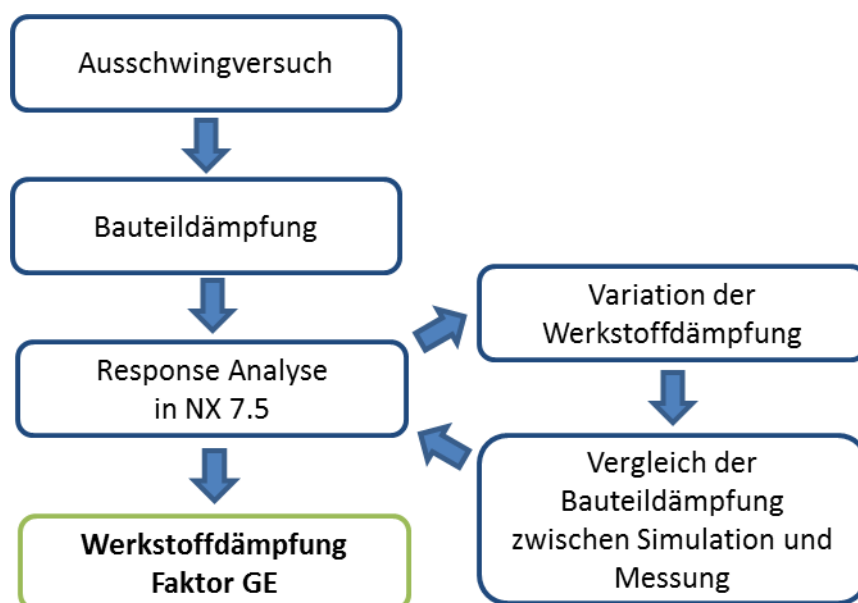


Abb. 8.10: Ablauf des FE Berechnungsmodells

## 8 Ergebnisse und Vergleiche

Proben Nr.	Dämpfungsgrad aus Simulation	Dämpfungsgrad aus Messung	Abweichung	Abweichung in %
1	0,0103	0,0103	4,726E-05	0,46
2	0,0122	0,0123	1,619E-04	1,31
3	0,0131	0,0132	9,509E-05	0,72
4	0,0178	0,0185	6,899E-04	3,73
5	0,0252	0,0257	5,047E-04	1,96
6	0,0102	0,0105	3,035E-04	2,89
7	0,0148	0,0152	3,796E-04	2,50
8	0,0248	0,0258	1,088E-03	4,21
9	0,0284	0,0290	5,742E-04	1,98
10	0,0394	0,0393	-7,376E-05	-0,19
11	0,0189	0,0203	1,364E-03	6,72
12	0,0236	0,0244	8,191E-04	3,36
13	0,0335	0,0338	2,907E-04	0,86
14	0,0372	0,0373	8,108E-05	0,22
15	0,0392	0,0377	-1,463E-03	-3,88
16	0,0188	0,0195	6,883E-04	3,52
17	0,0262	0,0265	3,262E-04	1,23
18	0,0350	0,0352	2,157E-04	0,61
19	0,0372	0,0377	5,096E-04	1,35
20	0,0594	0,0608	1,358E-03	2,24

Tab. 8.7: Dämpfungsgrad aus Simulation

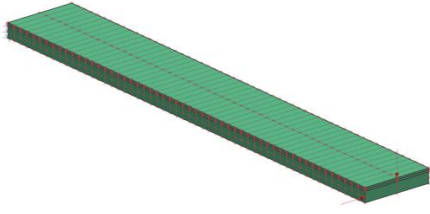
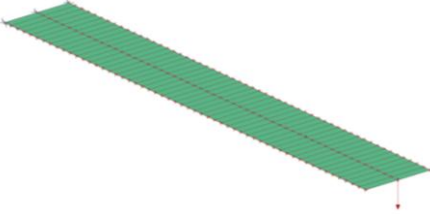
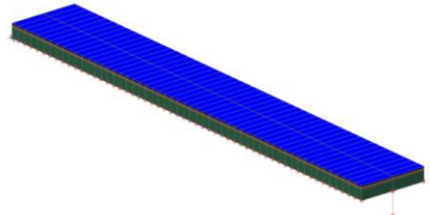
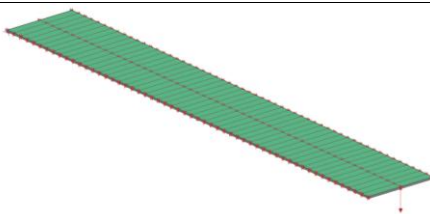
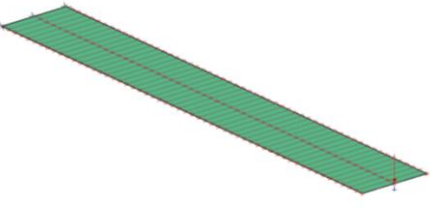
Die aus der Simulation ermittelten *GE* Faktoren, die dem Werkstoffverlustfaktor entsprechen, zeigen zum Teil erhebliche Abweichungen. Die Begründung dieses Ergebnisses beruht auf den entstandenen Abweichungen in der Herstellung der Proben. Wenn man z.B. eine Schrägstellung des Deckbleches um wenige Grad betrachtet, hat das bei dünneren Dämpfungsschichten sofort eine Änderung von mehreren Volums Prozent zur Folge. Dicke Schichten sind dagegen anfälliger für Blasenbildung beim Verarbeitungsprozess. Aus diesen Gründen ist bei einer kommerziellen Anwendung solcher Dämpfungsschichten, ein großes Augenmerk auf die Prozesssicherheit des Verarbeitungsverfahrens zu richten.

### **8.4.1. Vergleich der verschiedenen FE -Modelle**

Die einzelnen Modelle, die in Kapitel 7.8 beschrieben wurden, wurden anhand einer realen Probe in Ihren Eigenschaften verglichen. Gewählt wurde dazu die Probe Nr. 12, mit einem Schichtaufbau von 6 mm Grundblech, einer 1 mm viskoelastischen Zwischenschicht und einem 1 mm Deckblech.

Als Vergleichsbasis dienen hierbei die Eigenfrequenzen und die Durchbiegung bei aufgebrachtener statischer Last (10 N in der Mitte am äußersten Ende des Kragträgers). Die Durchbiegung ist entscheidend, weil damit die Steifigkeiten der Modelle verglichen werden können. Die Eigenfrequenzen sind für das Abbilden der dynamischen Eigenschaften der Modelle, in Hinblick auf die Dämpfungseigenschaften, wichtig.

## 8 Ergebnisse und Vergleiche

Modell	Bild	Durchbiegung in mm	Eigenfrequenzen in Hz
<b>3d Elemente Modell</b>		0,295	1. 73,93 2. 417,8 3. 469,4
<b>2d Elemente Modell mit Laminat Modeller</b>		0,240	1. 83,08 2. 401,9 3. 453,1
<b>2d Elemente Modell mit Offsetflächen</b>		0,231	1. 85,53 2. 426,2 3. 532,5
<b>2d/3d Hybrid Modell</b>		0,263	1. 74,85 2. 405,5 3. 482,3
<b>Modifiziertes 2d Modell</b>		0,292	1. 76,01 2. 429,2 3. 475,0

Tab. 8.8: Vergleich der verschiedenen FE-Modelle



### 8.5. Vergleich der Ergebnisse des RKU- und des 3d-FE-Berechnungsmodells

Vorteilhaft an den Werkstoffverlustfaktoren aus der analytischen Berechnung ist, dass auch der benötigte Dämpfungsfaktor  $GE$  in der NX 7.5 Simulation, den selben mathematischen Hintergrund besitzt. Deshalb können die ermittelten Werte aus dem RKU-Berechnungsmodell direkt in das FE Programm als Werkstoffdämpfungsfaktor  $GE$  eingesetzt werden.

Die Auswertung zeigt jedoch teils erhebliche Abweichungen, wenn ausgehend von den Eingabewerten für  $GE$ , auf die Bauteildämpfung wieder zurückgerechnet wird. Dieses Verhalten lässt sich durch die Korrekturfaktoren in den Gleichungen des RKU Berechnungsmodells zurückführen.

	GE in NX 7.5	Dämpfungsgrad Simulation	Dämpfungsgrad Messungen	Differenz	Abweichung in %
P01	0,315	0,00540	0,01032	0,00493	47,74
P02	0,265	0,00685	0,01232	0,00547	44,38
P03	0,244	0,00821	0,01322	0,00501	37,90
P04	0,310	0,01270	0,01852	0,00582	31,45
P05	0,372	0,02024	0,02569	0,00546	21,24
P06	0,200	0,00580	0,01051	0,00471	44,83
P07	0,237	0,00970	0,01519	0,00550	36,19
P08	0,377	0,01905	0,02585	0,00680	26,30
P09	0,400	0,02355	0,02896	0,00541	18,67
P10	0,503	0,03671	0,03934	0,00263	6,69
P11	0,300	0,01093	0,02030	0,00937	46,15
P12	0,319	0,01583	0,02438	0,00855	35,06
P13	0,423	0,02528	0,03375	0,00848	25,12
P14	0,454	0,03098	0,03726	0,00627	16,84
P15	0,452	0,03721	0,03769	0,00047	1,25
P16	0,207	0,01097	0,01953	0,00856	43,81
P17	0,280	0,01897	0,02651	0,00754	28,45
P18	0,374	0,02911	0,03521	0,00611	17,34
P19	0,417	0,03579	0,03770	0,00191	5,07
P20	0,679	0,06763	0,06076	-0,00687	-11,30

Tab. 8.9: Vergleich zwischen analytischer und FE Berechnung

## 8 Ergebnisse und Vergleiche

Der Unterschied zwischen den beiden Methoden kann damit erklärt werden, dass im analytischen Ansatz die Einspannung der Kragprobe durch einen konstanten Faktor (Rao-Korrekturfaktor) angenommen wird.

Für eine Abschätzung, bzw. als Orientierung, ist die RKU Methode sicherlich praktisch. Bei genaueren Untersuchungen ist es aber auf jeden Fall sinnvoll das gesamte dynamische Verhalten in einem FE-Programm abzubilden.

## 9. Zusammenfassung

In diesem Kapitel wird die erstellte Diplomarbeit inhaltlich kurz zusammengefasst.

Zu Beginn der Arbeit stand man vor der Herausforderung, dass es bei schwingbruchgefährdeten Bauteilen vereinzelt zum Versagen kommt. Um diese Versagensfälle zu vermeiden wurde eine Lösung gesucht, bei der auftretende Schwingungsamplituden reduziert werden. Dabei stellte sich heraus dass eine Schwingungsentkopplung nur für Neukonstruktionen geeignet ist. Bei der Optimierung bereits bestehender Konstruktionen war es daher erforderlich die auftretenden Schwingungen durch Energiedissipation zu reduzieren. Diese Energiedissipation erfolgt durch den Effekt der so genannten Dämpfung. Dabei stellte sich heraus, dass Dämpfung durch Applikation energieabsorbierender Schichten bei diesen Anwendungen von Vorteil ist.

Aufbauend auf diesen Anforderungen wurden einige klare Ziele definiert. Es sollte eine Berechnungsmethode entwickelt werden die solche Strukturen berücksichtigt, weiters sollte diese Methode durch geeignete Messungen verifiziert, und zu guter Letzt sollte eine Modellierungsvorschrift erstellt werden um solche Strukturen in der FEM abbilden zu können.

Als Ergebnis der Literaturrecherche stellte sich heraus, dass viskoelastisches Werkstoffverhalten ein geeignetes Mittel darstellt, um solche Strukturen effektiv zu dämpfen. Durch dieses Werkstoffverhalten wurde auch eine spezielle Art der Beschichtung gefunden, die als Constrained Layer Beschichtung bezeichnet wird.

Durch die daraus gewonnenen Erkenntnisse konnten einige FE-Modelle erstellt werden, welche sich durch ihre speziellen Eigenschaften unterscheiden lassen.

Die zur Simulation nötigen Werkstoffparameter wurden durch geeignete Versuche ermittelt. Einerseits wurden Ausschwingversuche an Kragproben durchgeführt, um das dynamische Verhalten dieser Strukturen beschreiben zu können, und andererseits wurden an Werkstoffproben, die einer harmonischen Verformung unterzogen wurden, die fehlenden Steifigkeitsparameter ermittelt. Zusätzlich wurde mit den Kragproben eine Parametervariation des Schichtaufbaus durchgeführt, mit dem der Einfluss auf die Dämpfung analysiert wurde.

Das Ergebnis dieser Diplomarbeit stellt eine Vorschrift zur Verfügung, mit der solche Strukturen, durch geeignete FE-Modelle mit 2d- bzw. 3d-Elementen erstellt werden können.

## **10. Ausblick**

Diese Arbeit legt erst einen Grundstein in der Untersuchung von solchen Dämpfungsphänomenen. Zur weiteren Beurteilung dieser Methode ist es notwendig das generierte Wissen an weiteren Proben umzusetzen um das Berechnungsmodell weiter verifizieren zu können. Durch Entwicklung eines speziellen Lösungsverfahrens in der FE könnte die Beschreibung dieser Sachverhalte um einiges vereinfacht werden.

Eine Datenbank der benötigten Parameter von mehreren verschiedenen Werkstoffen ist auf Grundlage dieser Arbeit möglich und bietet auch Vorteile im Hinblick auf unterschiedliche Anwendungsfälle.

Weiters ist die Applikation und Verifikation solcher Beschichtungen an realen Bauteilen in Zukunft geplant. Die daraus gewonnene Systemzuverlässigkeit bedarf weiterer Untersuchungen

## 11. Literaturverzeichnis

- [1] C. A. Gallimore, Diplomarbeit: Passive Viscoelastic Constrained Layer Damping Application for Small Aircraft Landing Gear System, Blacksburg, 2008.
- [2] D. I. G. Jones, Handbook of Viscoelastic Vibration Damping, Chichester: John Wiley & Sons, Ltd., 2001.
- [3] VDI 3830, Werkstoff- und Bauteildämpfung, Düsseldorf: Beuth Verlag GmbH, 2004.
- [4] R. Prof. Greiner, H. Prof. Unterweger und A. Dr. Lechner, Skriptum: Auslegung und Berechnung schweißtechnischer Konstruktionen, Graz: Institut für Stahlbau und Flächentragwerke, Technische Universität Graz, 2009.
- [5] H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch und J. Vošiek, Roloff/Matek Maschinenelemente 19. Auflage, Wiesbaden: Vieweg, 2009.
- [6] H. Prof. Cerjak, Skriptum: Werkstoffkunde VO, Graz: Institut für Werkstoffkunde, Schweißtechnik und spanlose Formgebung, Technische Universität Graz, 2009.
- [7] J. Prof. Dr.-Ing. Wandinger, „Skriptum: Grundlagen der FEM,“ FH, Landshut, Landshut, 2010.
- [8] C. C. Prof. Celigoj, Methode der Finiten Elemente, Graz: Tu Graz, Institut für Festigkeitslehre, 1998.
- [9] L. Nasdala, FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010.
- [10] Siemens Product Lifecycle Management Software Inc., „NX 7.5 Help Library,“ 2010.
- [11] M. Dipl. Ing. Wozasek, Diplomarbeit: Kerbfallkatalog für die Schweißnahtberechnung nach IIW, Graz: Institut für Leichtbau, TU Graz, 2012.
- [12] F. Kuster, Dissertation: Bohrstangendynamik, Zürich, 1993.
- [13] A. Dr.-Ing. Schmidt und S. Dipl.-Ing Bograd, „Werkstoff- und Fügestellendämpfung, Heft 859,“ FVV, Frankfurt, 2008.
- [14] A. Schmidt, S. Oexl und L. Gaul, Modellierung des viskoelastischen Werkstoffverhaltens

## 11 Literaturverzeichnis

von Kunststoffen mit fraktionalen Zeitableitungen, Stuttgart, 2000.

[15] B. Klein, FEM, Kassel: Vieweg und Teubner, 2010.

[16] The MathWorks, Inc., Matlab R2010b Help, 2010.

## 12. Abbildungsverzeichnis

Abb. 1.1: Arbeitsumfang der Diplomarbeit.....	4
Abb. 1.2: Prinzipielle Vorgehensweise zur Ermittlung von Dämpfungskennwerten .....	5
Abb. 2.1: fremd erregte Schwingung mit aktiver Dämpfung.....	7
Abb. 2.2: freie Schwingung mit passiver Dämpfung .....	8
Abb. 2.3: Arten der Schwingfestigkeit [5].....	12
Abb. 2.4: Spannungs- und Dehnungssprung [3].....	13
Abb. 2.5: Spannungs- Dehnungskurven bei zyklischer Beanspruchung und Verzerrung .....	14
Abb. 2.6: elastisches, viskoses und viskoelastisches Materialverhalten .....	15
Abb. 2.7: rheologische Modelle .....	17
Abb. 2.8: Temperatur- und Frequenzverhalten von viskoelastischen Werkstoffen [2].....	20
Abb. 2.9: Free Layer und Constrained Layer Beschichtung .....	21
Abb. 2.10: Deformationen von viskoelastischen Materialien [2].....	22
Abb. 2.11: Beispielhafte Schichtaufbauten [3].....	23
Abb. 2.12: Einfacher Aufbau mit FL Beschichtung [2] .....	24
Abb. 2.13: Schubverformungen in einem constrained layer Aufbau [2] .....	25
Abb. 2.14: Rao Korrekturfaktor $C_n$ für den Scherparameter in den RKU Gleichungen [2].....	27
Abb. 2.15: exemplarisches Beispiel für Schwingungsbauch und Schwingungsknoten .....	28
Abb. 2.16: Zusammenhänge zwischen Dämpfungskenngrößen [3].....	29
Abb. 3.1: Berechnungsprozess einer FEM Berechnung [7].....	31
Abb. 3.2: Feder Masse Schwinger mit Dämpfung .....	32
Abb. 3.3: FE- Elementtypen [9] .....	33
Abb. 3.4: Viskose- und Materialdämpfungskraft bei sinusförmiger Anregung mit konstanter Amplitude [10].....	35
Abb. 3.5: Beispiel eines MAT1 Eintrages mit Materialdämpfung [10] .....	36
Abb. 3.6: unterschiedliche Dämpfungskennwerte über die Eigenfrequenz verglichen [10] ...	38
Abb. 3.7: Vier Eigenformen eines Kragträgers [10] .....	40
Abb. 3.8: Workflow einer Response Analyse .....	42
Abb. 3.9: Definition des Parameters GE in NX 7.5 .....	43
Abb. 3.10: Einfluss des Faktors GE auf eine freie Schwingung.....	44
Abb. 3.11: Dämpfung im Laminat Modeller in NX 7.5.....	45
Abb. 3.12: Modale Dämpfung und deren Einfluss auf die Frequenz in NX 7.5 .....	45
Abb. 4.1: verformtes 2d Elemente Modell .....	48
Abb. 4.2: beschichtetes, verformtes 2d Elemente Modell.....	49
Abb. 4.3: verformtes 3d Elemente Modell .....	49
Abb. 4.4. verformtes 2d-3d-Hybris Modell.....	50

## 12 Abbildungsverzeichnis

Abb. 4.5: modifiziertes 2d Elemente Modell .....	50
Abb. 5.1: Probengeometrie, Kragträger .....	52
Abb. 5.2: Einspannstelle für Kragproben.....	52
Abb. 5.3: Schichtaufbau, Kragträger .....	53
Abb. 5.4: Messaufbau mit Elektromagnet.....	54
Abb. 5.5: Probengeometrie .....	55
Abb. 5.6: schematischer Versuchsaufbau bei Kragproben.....	57
Abb. 5.7: Rohdaten einer exemplarischen Abklingkurve .....	57
Abb. 5.8: Realer Versuchsaufbau .....	58
Abb. 5.9: Detail des realen Versuchsaufbaus .....	58
Abb. 5.10: Schematischer Versuchsaufbau der harmonischen Proben.....	59
Abb. 5.11: realer Versuchsaufbau.....	60
Abb. 6.1: Abfolge der Datenanalyse.....	61
Abb. 6.2: Halbwertsbreitenermittlung mit 3 dB Absenkung.....	63
Abb. 6.3: Angelegte Hüllkurve an die Abklingkurve.....	64
Abb. 6.4: Eine in Matlab gemittelte Hysterese.....	65
Abb. 6.5: Schema der automatisierten RKU Berechnungen.....	66
Abb. 7.1: Navigationsbereich für die Simulationsebene in NX 7.5.....	67
Abb. 7.2: Beispiel eines verwendeten FE-Modells eines Kragträgers in NX 7.5.....	68
Abb. 7.3: FE-Modell mit und ohne Punktmasse in NX 7.5.....	69
Abb. 7.4: isotrope Materialdefinition in NX 7.5 .....	70
Abb. 7.5: Einspannbedingung für einen Kragträger in NX-7.5.....	71
Abb. 7.6: Nodal Force Location in NX 7.5 .....	71
Abb. 7.7: Platzieren eines Beschleunigungssensors in NX 7.5 .....	73
Abb. 7.8: Vergleich von verschiedenen Abklingkurven (aus MATLAB).....	74
Abb. 7.9: Abklingkurve einer Kragprobe aus NX 7.5 .....	75
Abb. 7.10: Ordnerstruktur .....	76
Abb. 7.11: Benennung der Dateien in NX 7.5 .....	77
Abb. 7.12: Journal Toolbox in NX 7.5.....	77
Abb. 7.13: Struktogramm des VB-Skripts.....	79
Abb. 7.14: Vergleich verschiedener Einspannvarianten .....	80
Abb. 7.15: Schubverzerrung bei der ersten Biegeeigenform am Modell.....	83
Abb. 7.16: Schubverzerrungen zufolge Biegeeigenformen am Modell .....	83
Abb. 7.17: 2d Modell mit Offsetflächen .....	84
Abb. 7.18: Mesh Associated Data.....	85
Abb. 7.19: Schalenmodell aus dem Laminatmodeller.....	85
Abb. 7.20: Eingabe des Schichtaufbaus im Laminatmodeller.....	86



## 12 Abbildungsverzeichnis

Abb. 7.21: Hybridmodell in NX 7.5 .....	87
Abb. 7.22: Verformung an der Einspannstelle .....	87
Abb. 7.23: Ablauf der Umrechnung auf ein äquivalentes Modell .....	88
Abb. 7.24: Zugversuch am Verbund.....	89
Abb. 7.25: maximale Durchbiegung am Modell eines Kragträgers .....	90
Abb. 7.26: Schema des Verfahrens zum finden äquivalenter Eigenschaften.....	90
Abb. 8.1: Abklingverlauf der Probe Nr. 3 mit Zusatzmasse bei 55,97 Hz .....	92
Abb. 8.2: Abklingverlauf der Probe Nr. 3 mit Zusatzmasse bei 44,74 Hz .....	93
Abb. 8.3: Abklingverlauf der Probe Nr. 3 ohne Zusatzmasse bei 71,01 Hz .....	93
Abb. 8.4: Probenreihe mit konstanter Deckblechdicke .....	95
Abb. 8.5: Probenreihe mit konstanter Dämpfungsschicht.....	95
Abb. 8.6: Probenreihen mit konstanter Deckblechdicke .....	96
Abb. 8.7: Probenreihen mit konstanten viskoelastischer Schichtdicke .....	97
Abb. 8.8: Dämpfungsgrad bei 45 Hz .....	98
Abb. 8.9: Ablauf des RKU Berechnungsmodells .....	100
Abb. 8.10: Ablauf des FE Berechnungsmodells .....	101

## 13. Tabellenverzeichnis

Tab. 5.1: Parametervariation der Proben .....	53
Tab. 7.1: Vergleich zwischen SEMODES 103 und SEMODES 103 - Response Simulation .	72
Tab. 7.2: Exemplarische Parametertabelle .....	78
Tab. 7.3: Vergleich der Varianten der Einspannung.....	80
Tab. 7.4: Probeneigenformen aus der Simulation .....	82
Tab. 8.1: Proben und deren Schichtdicken .....	92
Tab. 8.2: Einfluss der Frequenz auf die Bauteildämpfung .....	94
Tab. 8.3: Dämpfungsgrade der Proben bei 45 Hz .....	98
Tab. 8.4: Dämpfungsparameter aus den harmonisch verformten Proben .....	99
Tab. 8.5: Steifigkeitskennwerte aus den harmonisch verformten Proben .....	99
Tab. 8.6: Werkstoffverlustfaktoren aus der analytischen Berechnung .....	101
Tab. 8.7: Dämpfungsgrad aus Simulation .....	102
Tab. 8.8: Vergleich der verschiedenen FE-Modelle.....	104
Tab. 8.9: Vergleich zwischen analytischer und FE Berechnung .....	105
Tab. 15.1: Matlab Skript der analytischen Berechnung .....	117
Tab. 15.2: Excel Datei zur Ermittlung äquivalenter Querschnittskennwerte.....	119

## 14. Abkürzungsverzeichnis

RKU	Ross, Kerwin, Unger Methode
FL	Free Layer
CL	Constrained Layer
MCL	Multiple Constrained Layer
CRQ	Complex Rayleigh Quotient
FEM	Finite Elemente Methode
CONM2	Konzentriertes Massen Element
CBEAM	Balken Element
CQUADi	Vier seitiges 2D Flächenelement
CHEXAi	12 seitiges 3D Volumselement
DMAP	Direct Matrix Abstraction Programm
FORTRAN	Formula Translation, Programmiersprache
NASTRAN	Nasa Structural Analysis System
MATi	Materialdefinitionskarte
PARAM, i	Parameterfeld
GE	Elementweiser Strukturdämpfungswert
G	Globaler Strukturdämpfungswert
CDAMPi	Dämpferelement
CVISC	Viskoses Dämpferelement
CBUSH	Feder- Dämpfer- Element
TABDAMPi	Tabelle mit abhängigen Dämpfungsparameter
SOL	Solution, Bezeichnung eines Solver
WMODAL	Umrechnungsparameter
DMS	Dehnmessstreifen
FHG	Freiheitsgrad
VB	Visual Basic
NFL	Nodal Force Location
DMS	Dehnmessstreifen

## 15. Anhang

### 15.1. Analytische Berechnung

```

% Berechnung der Materialdämpfung aus der Dämpfung der Gesamtstruktur, auf
% Basis der RKU-Gleichungen aus Viskoelastische Vibration Damping, für
% Constrained Layer Beschichtungen.
%% Eingabe der Grunddaten
% Geometriedaten
B= 40; %mm; Probenbreite, für alle Schichten gleich
L= 275; %mm; Probenlänge, für alle Schichten gleich
H_1= 6; %mm; Dicke des Basisblechs
H_2= 0.5; %mm; Dicke der viskoelastischen Schicht
H_3= 0.5; %mm; Dicke des Deckblechs

% Materialdaten
rho_1= 7850e-9; %kg/mm^3; Dichte des Basisblechs
rho_2= 1500e-9; %kg/mm^3; Dichte der viskoelastischen Schicht
rho_3= 7850e-9; %kg/mm^3; Dichte des Deckblechs
E_1= 210000; %N/mm^2; E-Modul des Basisblechs
E_2_Re= 280; %N/mm^2; E-Modul der viskoelastischen Schicht (Realteil)
G_2_Re= E_2_Re*0.4; %N/mm^2; Schubmodul der viskoelastischen Schicht
(Realteil)
E_3= 210000; %N/mm^2; E-Modul des Deckblechs
etha_2=1; %Verlustfaktor der viskoelastischen Schicht, Startwert
etha_real=0.01863; %Gemessener Verlustfaktor des Gesamtstruktur

% Zusätzliche Parameter
f= 45; % Hz; erste Eigenfrequenz
Cn= 0.9; % Rao-Korrektur Faktor für die Randbedingung Eingespannt-Frei

%% Berechnung von Querschnittskennwerten

% Trägheitsmoment 2. Ordnung
I_1=(B*(H_1^3))/12;
I_2=(B*(H_2^3))/12;
I_3=(B*(H_3^3))/12;

% Abstand der neutralen Faser
H_21=(H_1+H_2)/2;
H_31=H_2+(H_1+H_3)/2;

%% Berechnung des Verlustfaktors der viskoelastischen Schicht
n=0; %Anzahl der durchlaufenen Schleifen, Startwert
etha_ges=0.5; %Startwert für den Verlustfaktor

if etha_ges >= etha_real
    delta_etha = (etha_ges-etha_real); %Differenz zwischen gemessenem und
errechnetem Wert
else
    disp('Startwert von Etha ist zu gering! Bitte Erhöhen!');
end

while delta_etha > (0.01*etha_real) %Abweichung sollte kleiner 1 %
betragen
    % Materialwerte für die viskoelastische Schicht

```

```

E_2=complex(E_2_Re, etha_2*E_2_Re); %Komplexer E-Modul der
Zwischenschicht
G_2=complex(G_2_Re, etha_2*G_2_Re); %Komplexer Schubmodul der
Zwischenschicht

%Parameter zu den RKU Gleichungen
omega=2*pi*f; %rad; erste Eigenkreisfrequenz
zetha=((rho_1*B*H_1*omega^2*L^4)/(E_1*I_1))^(1/4); %erster Eigenwert
lambda=(pi*L)/(zetha*sqrt(Cn)); %halbe Wellenlänge der Eigenform

g=(G_2*lambda^2)/(E_3*H_2*H_3*pi^2); %Scherparameters
D=(E_2*H_2*(H_21-0.5*H_31)+g*(E_2*H_2*H_21+E_3*H_3*H_31))/...
(E_1*H_1+0.5*E_2*H_2+g*(E_1*H_1+E_2*H_2+E_3*H_3)); %Definition der
neutralen Axe

% Komplexe Steifigkeit des Systems
EI=((E_1*H_1^3)/12+(E_2*H_2^3)/12+(E_3*H_3^3)/12-((E_2*H_2^2)/12)*...
((H_31-D)/(1+g))+E_1*H_1*D^2+E_2*H_2*(H_21-D)^2+E_3*H_3*(H_31-
D)^2-...
(0.5*E_2*H_2*(H_21-D)+E_3*H_3*(H_31-D))*((H_31-D)/(1+g));

etha_ges=imag(EI)/real(EI); %Gesamtdämpfung der Struktur

delta_etha = (etha_ges-etha_real);
if delta_etha > (0.01*etha_real)
    etha_2=etha_2-0.001;
elseif delta_etha < 0
    etha_2=etha_2+0.001;
    delta_etha= abs(etha_ges-etha_real); %Alternative Bedingung
end
n=n+1; %Anzahl der durchlaufenen Schleifen
if n > 100000 % Anzahl der maximalen Schleifendurchläufe
    break
end
end

%% Darstellung und Ausgabe der Daten

disp('----Aufbau der Schichtdicken der Struktur----'); disp(' ');
disp(' H_1 H_2 H_3');...
disp((sprintf('\t%1.2f \t%1.2f \t%1.2f',H_1,H_2,H_3)));
disp(' ');
disp('**RKU Methode**'); disp(' ');
disp('gemessener Verlustfaktor des Strukturmodells: ');
disp(num2str(etha_real));
disp('errechneter Verlustfaktor des Strukturmodells: ');
disp(num2str(etha_ges));
disp('Abweichung der Verlustfaktoren: '); disp(num2str(delta_etha));
disp('Anzahl der durchlaufenen Iterationsschleifen: '); disp(num2str(n));
disp('Verlustfaktor der viskoelastischen Zwischenschicht:');
disp(num2str(etha_2)); disp(' ');

```

Tab. 15.1: Matlab Skript der analytischen Berechnung

## 15.2. Ermittlung äquivalenter Querschnittskennwerte

Daten aus Zugversuch am Verbund:

F	10	N	Zugkraft
E1	210000	N/mm <sup>2</sup>	E-modul
E2	280	N/mm <sup>2</sup>	E-modul
E3	210000	N/mm <sup>2</sup>	E-modul
H1	6	mm	Höhe der Schicht
H2	1	mm	Höhe der Schicht
H3	1	mm	Höhe der Schicht
B	40	mm	Breite des Verbundes

$\epsilon$	1,700E-07		Gesamte Dehnung des Verbundes
------------	-----------	--	-------------------------------

s*	6,924	mm	fiktive Dicke des Verbundes
----	-------	----	-----------------------------

E*	212345,47	N/mm <sup>2</sup>	
----	-----------	-------------------	--

Daten aus Durchbiegung am realen 3d Verbund:

*Biegung um die y-Achse*

F	10	N	Kraft
L	275	mm	Länge Hebelarm
f	0,295	mm	Durchbiegung aus 3d FE-Simulation

s*	6,9243	mm	Ergebnis für fiktive Schichtdicke
----	--------	----	-----------------------------------

Abgleich zwischen den beiden Werten für die Dicke

s* Zug	6,924	mm	aus Zugversuch
s* Dur	6,9243	mm	aus Durchbiegung

delta s*	-0,0003	mm	
delta s*	0,0048	%	Abweichung in Prozent

Masse aus dem Verbund:

rho1	7850	kg/m <sup>3</sup>	<i>Dichte des Materials</i>
rho2	1500	kg/m <sup>3</sup>	<i>Dichte des Materials</i>
rho3	7850	kg/m <sup>3</sup>	<i>Dichte des Materials</i>
mg <sub>ges</sub>	0,62095	kg	<i>Gesamtmasse des Verbundes</i>
rho*	8152,80	kg/m <sup>3</sup>	<i>fiktive Dichte des Berechnungsmodells</i>

fiktive Querschnittskennwerte:

B	40,00	mm	<i>fiktive Breite</i>
s*	6,92	mm	<i>fiktive Dicke</i>
E*	212345,47	N/mm <sup>2</sup>	<i>fiktiver E-Modul</i>
rho*	8152,80	kg/m <sup>3</sup>	<i>fiktive Dichte</i>

Tab. 15.2: Excel Datei zur Ermittlung äquivalenter Querschnittskennwerte